



Institución Universitaria

**DESARROLLO DE UN SISTEMA DE SECADO  
DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS CON  
RECUPERACIÓN DE CALOR DE LOS GASES  
DE ESCAPE DE UN ELECTROGENERADOR  
DIESEL USANDO INTERCAMBIADORES DE  
CALOR CON CAMBIO DE FASE.**

**Arley Salazar Hincapie**

Instituto Tecnológico Metropolitano  
Facultad  
Medellín, Colombia  
2018



# **DESARROLLO DE UN SISTEMA DE SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS CON RECUPERACIÓN DE CALOR DE LOS GASES DE ESCAPE DE UN ELECTROGENERADOR DIESEL USANDO INTERCAMBIADORES DE CALOR CON CAMBIO DE FASE.**

**Arley Salazar Hincapie**

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título de:  
**Magister en Gestión Energética Industrial**

Director (a):

M.Sc. Bernardo Herrera Múnera

Codirector (a):

M.Sc. Karen Paola Madera Cagua

Línea de Investigación:

Energía térmica

Grupo de Investigación:

Grupo de Investigación en Materiales Avanzados y Energía MATyER

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad

Medellín, Colombia

2018



*Lo que aprendemos a través del fracaso se convierte en una parte preciosa de nosotros, fortaleciéndonos en todo lo que hacemos. Así que deja que las cosas difíciles te hagan más duro.*

*Soichiro Honda*



## **Agradecimientos**

El autor expresa sus agradecimientos a:

A Dios por la fuerza y la paciencia para sobrellevar las situaciones que en algunas ocasiones dificultaron el desarrollo de esta tesis.

A mi esposa Adriana por su apoyo incondicional.

A mis asesores Bernardo y Karen por compartir su conocimiento, además del tiempo dedicado en cada asesoría.





## Resumen

Un sistema de cogeneración para el secado de hierbabuena basado en una planta diésel fue evaluado experimental y matemáticamente en este trabajo. En este sistema, la potencia generada por la planta diésel, fue disipada a un banco de resistencias eléctricas de 12 kW, mientras que el calor residual proveniente de los gases de escape del motor fue aprovechado para calentar un flujo de aire en un intercambiador de calor con tubos de cambio de fase, el aire se forzó a pasar a través del intercambiador de calor mediante el uso de un ventilador centrífugo, el aire circulaba a contraflujo en el intercambiador de calor, éste no se mezcló con los gases de escape. El intercambiador de calor constaba de 50 tubos, distribuidos de manera escalonada en 30 filas. El aire calentado fue usado en una cámara de secado por convección compuesta por 3 bandejas, para la operación de secado se emplearon 1500 gramos de hierbabuena con un contenido de humedad inicial equivalente a 78%. Durante 70 minutos se realizó una prueba inicial, cada 10 minutos se registraron las mediciones de las temperaturas de los gases de escape y el aire de secado a la entrada y salida del intercambiador de calor. La variación del peso de la hierbabuena en cada una de las bandejas se determinó con igual frecuencia. Una réplica de la prueba anterior fue realizada bajo las mismas condiciones de operación del sistema.

Para una temperatura de secado promedio equivalente a  $71,56^{\circ}\text{C}$ , el contenido de humedad alcanzado en las bandejas 1,2 y 3 al final de prueba inicial fue 15,99%, 20,95 %, 16,63 % en las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente. En la repetición realizada y a una temperatura de secado de  $72,20^{\circ}\text{C}$ , el contenido de humedad al finalizar la operación fue 14,02 %, 19,10 %, 13,35 % para las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente. La eficiencia de secado en la prueba inicial fue 20,91 % y 20,72 % para la repetición realizada. La eficiencia energética global del sistema desarrollado fue 24,83 % y 24,44 % para prueba inicial y la repetición respectivamente, mientras que las mismas eficiencias para el motor con solo generación fueron 23,56 % y 24,13 %. La efectividad en la recuperación de calor fue 31,64% para la prueba inicial, mientras que para la réplica fue 31,12%.

Mediante un modelo matemático se predijo la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado, la efectividad del intercambiador de calor, la temperatura del aire de secado y los gases de escape a la salida del intercambiador de calor. La efectividad del intercambiador cuando la configuración era escalonada, se calculó manera experimental y matemáticamente mediante el uso del modelo desarrollado. Este modelo permite evaluar el intercambiador de calor para una disposición de los tubos escalonada y alineada. Cuando la configuración era escalonada, la efectividad predicha por el modelo fue 5,52% mayor que la efectividad predicha para la configuración alineada para la misma cantidad de tubos, la temperatura predicha para el aire de secado también fue 5,42°C mayor para configuración escalonada comparada con la configuración alineada.

**Palabras clave:** Secado de hierbabuena, tubos de cambio de fase, efectividad, eficiencia de secado, contenido de humedad.

## Abstract

A cogeneration system for the drying of peppermint based on a diesel plant was evaluated experimentally and mathematically in this work. In this system, the power generated by the diesel plant was dissipated to a bank of 12 kW electrical resistances, while the residual heat from the exhaust gases of the engine was used to heat an air flow in a heat exchanger with phase change tubes, the air was forced to pass through the heat exchanger by using a centrifugal fan, the air circulated counterflow in the heat exchanger, this did not mix with the exhaust gases. The heat exchanger consisted of 50 tubes, distributed in a staggered way in 30 rows. The heated air was used in a convection drying chamber composed of 3 trays, for the drying operation 1500 grams of mint with an initial moisture content equivalent to 78% were used. For 70 minutes an initial test was carried out, every 10 minutes the measurements of the exhaust gas temperatures and the drying air at the inlet and outlet of the heat exchanger were recorded. The variation of the weight of the peppermint in each one of the trays was determined with equal frequency. A replica of the previous test was performed under the same operating conditions of the system.

For an average drying temperature equivalent to 71,56 ° C, the moisture content reached in trays 1,2 and 3 at the end of the initial test was 15,99%, 20,95%, 16,63% in the trays 1, 2 and 3 respectively. In the repetition carried out and at a drying temperature of 72,20 ° C, the moisture content at the end of the operation was 14,02%, 19,10%, 13,35% for trays 1, 2 and 3 respectively.

The drying efficiency in the initial test was 20,91% and 20,72% for the repetition performed. The overall energy efficiency of the developed system was 24,83% and 24,44% for initial testing and repetition respectively, while the same efficiencies for the engine with only generation were 23,56% and 24,13%. The effectiveness in heat recovery was 31,64% for the initial test, while for the replication it was 31,12%.

A mathematical model predicted the heat transfer rate from the exhaust gases to the drying air, the effectiveness of the heat exchanger, the air temperature and the exhaust gases at the outlet of the heat exchanger. The effectiveness of the exchange when the arrangement was staggered was calculated experimentally and mathematically by using the developed model. This model allows to evaluate the heat exchanger for a staggered and in-line arrangement. When the arrangement was staggered, the effectiveness of the model was 5,52% greater than the effectiveness predicted for the same number of tubes, the temperature predicted for the drying air was also 5,42 ° C higher compared to the in line arrangement.

**Keywords: Peppermint drying, phase change tubes, effectiveness, drying efficiency, moisture content**

**Contenido**

<b>Introducción .....</b>	<b>1</b>
<b>Antecedentes .....</b>	<b>4</b>
<b>Justificación .....</b>	<b>7</b>
<b>Objetivos .....</b>	<b>12</b>
<b>1. Marco teórico y estado del arte .....</b>	<b>13</b>
1.1 Procesos de secado .....	13
1.1.1 Contenido de humedad de los alimentos .....	14
1.1.2 Métodos para secado de productos agrícolas .....	15
1.1.3 Cinética del secado .....	18
1.1.4 Intercambiadores de calor con cambio de fase .....	22
1.1.5 Tipos de intercambiadores de calor con tubos de calor .....	23
Aplicaciones de los tubos cerrados con cambio de fase tipo termosifón .....	26
1.2 Estado del arte .....	27
1.2.1 Secado de productos agrícolas .....	27
1.2.2 Recuperación de calores residuales para secado de productos .....	28
<b>2. Metodología.....</b>	<b>39</b>
2.1 Metodología experimental para el secado .....	39
2.2 Metodología para determinar el contenido de humedad del producto .....	42
2.3 Metodología para calcular el calor empleado en el proceso de secado.....	45
2.4 Metodología experimental de la transferencia de calor y la efectividad en el intercambiador de calor.....	47
2.5 Metodología numérica para evaluar la transferencia de calor en el intercambiador de calor de tubos de cambio de fase .....	50
2.5.1 Resistencia térmica total.....	51
☐ Resistencia térmica entre los gases de escape y la superficie externa del evaporador (z1).	53

☐	Resistencia térmica entre el aire de secado y la superficie externa del condensador (z9).	54
☐	Calculo de los coeficientes convectivos externos de transferencia de calor en las zonas de evaporación (heo) y condensación (hco).	55
☐	Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de evaporación (z2) y condensación (z8).	65
☐	Resistencias térmicas internas en la zona de evaporación (z3) y en la zona de condensación (z7).	68
2.5.2	Metodología para el cálculo de pérdidas de calor por convección natural en el intercambiador de calor.	73
☐	Tasa de pérdidas de calor por convección natural en el evaporador	74
	Tasa de pérdidas de calor en las paredes verticales del evaporador.	74
☐	Tasa de pérdidas de calor en las paredes horizontales del evaporador	77
☐	Tasa de pérdidas de calor en la sección de condensación del intercambiador de calor	78
☐	Tasa de pérdidas de calor en las paredes verticales del condensador	78
☐	Tasa de pérdidas de calor en las paredes horizontales del condensador.	80
2.5.3	Tasa de transferencia de calor de los gases al aire de secado a través de la placa	81
2.5.4	Validación de los resultados mediante balances de masa y energía en el intercambiador de calor.	82
<b>3.</b>	<b>Resultados y discusión</b>	<b>87</b>
3.1	Contenido de humedad del producto	87
3.1.1	Variación del contenido de humedad de la hierbabuena durante la prueba y la réplica.	88
3.2	Calor empleado en el proceso de secado	90
3.3	Cálculos experimentales de la transferencia de calor	92
3.4	Evaluación numérica de la transferencia de calor en el intercambiador de calor de tubos de cambio de fase	97
3.4.1	Resultados para geometría escalonada	97
	Calculo de coeficientes convectivos de transferencia de calor	100
	Calculo de la tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire de secado	101
	Cálculos de pérdidas por convección natural en el intercambiador de calor	104
	Calculo de pérdidas de calor por convección natural en el lado del evaporador y condensación	104

---

Cálculo de la tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire de secado a través de la placa que separa los conductos .....	105
Validación de los resultados mediante balances de masa y energía en el intercambiador de calor	105
3.4.2 Resultados numéricos para geometría alineada. ....	113
3.5 Relación entre la eficiencia de secado y la efectividad en el intercambiador de calor.	118
<b>4. Conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>129</b>
4.1 Conclusiones .....	129
4.2 Recomendaciones .....	131

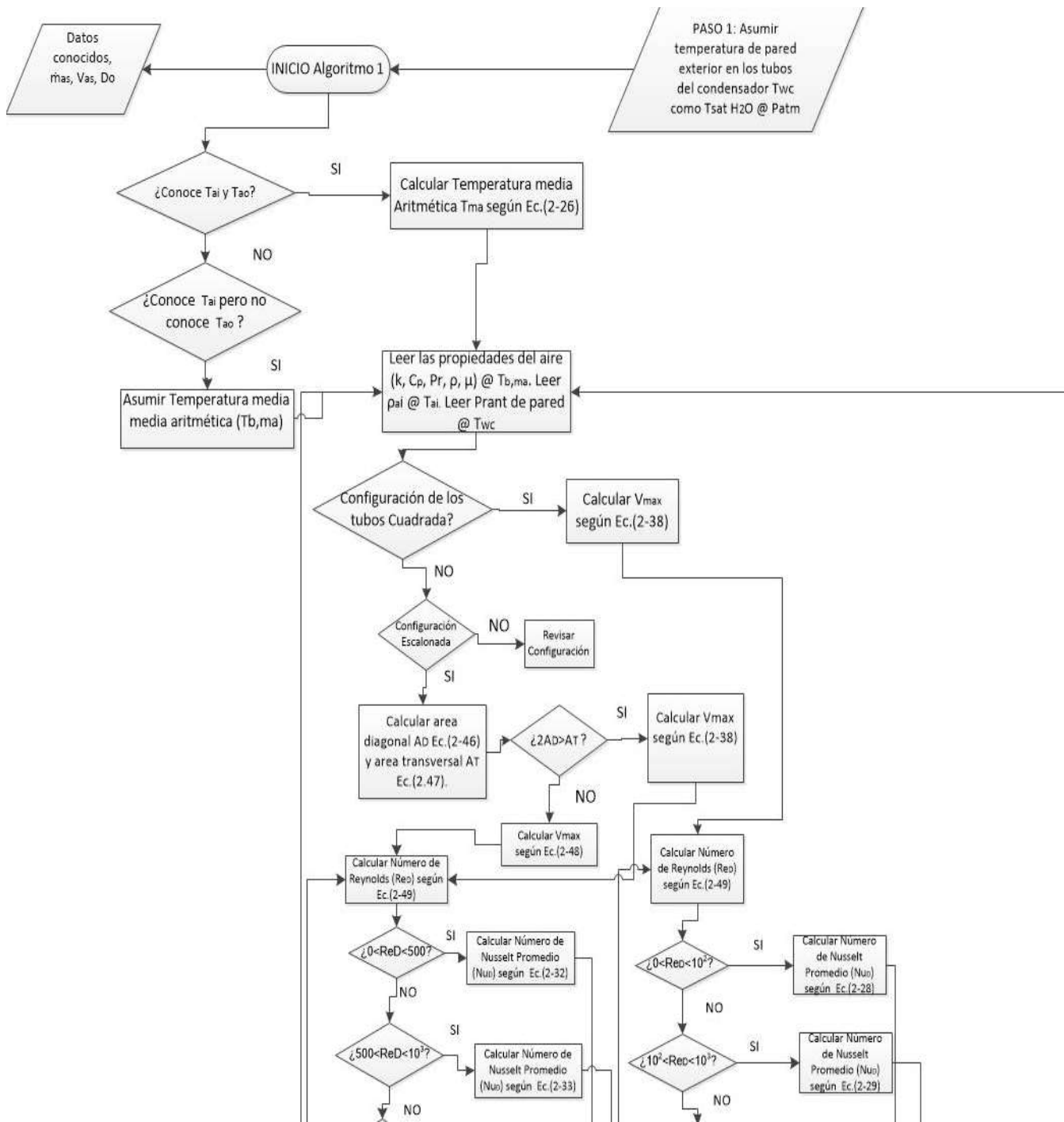
## Lista de figuras

Figura 1-1: Métodos de secado. Fuente: Adaptado de S. V. Jangam, Law, & Mujumdar, (2010b).	15
<b>Figura 1-2:</b> Secado directo. Fuente: Adaptado de (S. V. Jangam et al., 2010b).....	16
Figura 1-3: Secado indirecto. Fuente: Adaptado de S. V. Jangam et al., (2010b).....	17
Figura 1-4: Secado radiante. Fuente: Adaptado de Williams-Gardner, (1976).....	17
Figura 1-5: Curva de contenido de humedad como función del tiempo. Fuente: Tomado de Treybal, (2013).....	19
Figura 1-6: Curva experimental de secado para rebanadas de tomate. Fuente: Tomado de Simonyan, (2016). .....	21
Figura 1-7: Construcción y principio de operación de un tubo de calor convencional Fuente: Adaptado de (Srimuang & Amatachaya, 2012).....	24
Figura 1-8: Esquema de un tubo de calor oscilante. Fuente: Adaptado de Chaudhry et al., (2012). .....	25
Figura 1-9: Construcción y principio de operación para un tubo cerrado de dos fases cerrado tipo termosifón. Fuente: Adaptado de Huminic et al., (2011). .....	26
Figura 1-10: Recuperación de calor en proceso de galvanizado de metales. Fuente: Adaptado de Zhang, (2012). .....	29
Figura 1-11: Diagrama de sistema con recuperación de calor para el secado de carbón marrón. Fuente: Adaptado de Łukowicz & Kochaniewicz, (2012). .....	30
Figura 1-12: Diagrama del sistema para secado de biomasa. Fuente: Adaptado de Li et al.( 2012) .....	32
Figura 1-13: Secado de biomasa por medio del flujo de gases de escape (opción 1), secado de biomasa a través de vapor sobrecalentado (opción 2). Fuente: Adaptado de Li et al.( 2012). .....	32
Figura 1-14 Esquema de recuperación de calor de un flujo de gases de escape para secado de arroz. Fuente: Adaptado de Akhter et al., (2007). .....	35

---

Figura 1-15: Sistema de cogeneración con recuperación de calor para secado de banana. Fuente: Adaptado de Samadi et al.,(2013). .....	36
Figura 2-1: Esquema para el secado con recuperación de calor. Fuente: Elaboración propia.....	39
Figura 2-2: Distribución de los tubos en el intercambiador de calor para confirmación escalonada. ....	40
Figura 2-3: Temperatura del agua en la muestra vs tiempo en un proceso de secado. Fuente: Elaboración propia.....	45
Figura 2-4: Configuración geométrica de los tubos de cambio de fase en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.....	49
Figura 2-5: Funcionamiento de un tubo termosifón y esquema de resistencias térmicas Fuente: Adaptado de (ESDU, 1983).....	51
Figura 2-6: Red de resistencias eléctricas en un termosifón. Fuente: Adaptado de (ESDU, 1983).	52
Figura 2-7: Configuración alineada de los tubos. Fuente: Adaptado de (Cengel & Ghajar, 2011). .	57
Figura 2-8: Configuración escalonada de los tubos. Fuente: Adaptado de Cengel & Ghajar, (2011). ....	59
Figura 2-9: Algoritmo 1 para el cálculo del coeficiente convectivo en el aire. Fuente: Elaboración propia	





..... 63

Figura 2-10: Algoritmo 2 para el cálculo de la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través del banco de tubo. Fuente: Elaboración propia. .... 71

**Figura 2-11:** Esquema de pérdidas de calor por convección natural en el evaporador. Fuente: Elaboración propia. .... 74

---

<b>Figura 2-12:</b> Esquema de pérdidas de calor por convección natural en el condensador. Fuente: Elaboración propia.....	78
<b>Figura 2-13:</b> Transferencia de calor a través de la placa. Fuente: Elaboración propia.....	81
Figura 2-14: Volumen de control en el evaporador. Fuente: Elaboración propia .....	83
Figura 2-15: Interacciones de masa y energía en la sección de condensación del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.....	84
Figura 2-16: Algoritmo 3 empleado para validar la temperatura a la salida del intercambiador de calor para el aire de secado y los gases de escape. Fuente: Elaboración propia. ....	85
Figura 3-1: Curva termogravimétrica de la Hierbabuena. Fuente: Analizador termogravimétrico SDT Q600.....	87
Figura 3-2: Variación del contenido de humedad en tiempo. Fuente: Elaboración propia. ....	89
Figura 3-3: Eficiencia térmica del secado para la prueba y la réplica realizada. Fuente: Elaboración propia. ....	90
Figura 3-4: Eficiencia de cogeneración para la prueba y la réplica de secado. Fuente: Elaboración propia.....	91
Figura 3-5: Variación de la temperatura de los gases de escape en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.....	92
Figura 3-6: Variación de la temperatura de del aire de secado a la entrada y salida del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.....	93
Figura 3-7: Calor recuperado por el aire de secado. Fuente: Elaboración propia.....	94
Figura 3-8: Efectividad del intercambiador de calor para la prueba y la réplica realizada. Fuente: Elaboración propia.....	95
Figura 3-9: Relación entre la eficiencia de secado y la efectividad en la transferencia de calor en el intercambiador. Fuente: Elaboración propia.....	96
Figura 3-10: Dimensiones del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia .....	97
Figura 3-11: Distribución geométrica de los tubos para configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.....	98
Figura 3-12: Características del tubo tipo termosifón. Fuente: Elaboración propia .....	99
Figura 3-13: Tasa de transferencia de calor total desde los gases de escape hacia el aire de secado para la prueba y la réplica en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia .....	109
Figura 3-14: Tasa de transferencia de calor total de acuerdo al medio para configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.....	111

---

Figura 3-15: Temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador, configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.....	112
Figura 3-16: Temperatura predicha de los gases de escape a la salida del intercambiador para la prueba y réplica realizada en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia .....	112
Figura 3-17. Distribución geométrica de los tubos para configuración alineada. Fuente: Elaboración propia.....	114
Figura 3-18 : Efectividad del intercambiador de calor para configuración escalonada y alineada según el modelo. Fuente: Elaboración propia. ....	115
Figura 3-19: Temperatura predicha del aire de secado a la salida del intercambiador de calor para configuración escalonada y alineada según el modelo. Fuente: Elaboración propia.....	116
Figura 3-20: Variación del contenido de humedad para una temperatura de secado de 64,93°C. Fuente: Elaboración propia.....	119
Figura 3-21: Comparación de las curvas de secado para 64,93°C y 71,56°C. Fuente: Elaboración propia.....	120
Figura 3-22. Curva de secado para la hierbabuena. Fuente: Tomado de (García, 2014). ....	122
Figura 3-23: Curva de secado para Stevia para diferentes temperaturas. Fuente: Tomado de García, (2014).....	124
Figura 3-24. Curva de secado para alcachofa a 40°C. Fuente: Adaptado de Günhan et al., (2014).....	125
Figura 3-25. Curva de secado para alcachofa a 70°C. Fuente: Adaptado de Günhan et al., (2014).....	125

## Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
Tabla 1-1: Contenido de humedad de algunos alimentos. Fuente: Adaptado de (Bradley, 2010).	14
Tabla 2-1: Características de los equipos empleados en el sistema para secado con recuperación de calor. Fuente: Adaptado de Cacia, Olmos-Villalba, Herrera, & Gallego, ( 2016).	41
Tabla 2-2: Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos. Fuente: Adaptado de (Lewandowski, 2015).	56
Tabla 2-3: Factor de corrección $F$ para $NL < 16$ y $ReD > 1000$ . Fuente: Adaptado de Lewandowski, (2015).	61
Tabla 2-4: Correlaciones empíricas del número de promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies. Fuente: Adaptado de (Cengel & Ghajar, 2011).	76
Tabla 3-1: Contenido de humedad y pesos de la hierbabuena. Fuente: Elaboración propia.	88
Tabla 3-2: Resumen de resultados para la prueba y la réplica de secado. Fuente: Elaboración propia.	90
<b>Tabla 3-3:</b> Coeficientes convectivos y temperaturas de entrada y salida. Fuente: Elaboración propia.	101
<b>Tabla 3-4:</b> Resumen de resultados para configuración escalonada. Iteración #1. Fuente: elaboración propia.	102
<b>Tabla 3-5:</b> Resumen de resultados para configuración escalonada. Iteración #2. Fuente: Elaboración propia.	103
<b>Tabla 3-6:</b> Pérdidas de calor por convección natural en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.	105
<b>Tabla 3-7:</b> Resumen de resultados para la prueba inicial. Fuente: Elaboración propia	106
<b>Tabla 3-8:</b> Resumen de resultados de la evaluación numérica para la prueba inicial en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.	108

---

<b>Tabla 3-9:</b> Resumen de resultados de la evaluación numérica para la réplica en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.....	108
<b>Tabla 3-10:</b> Resumen de resultados de la evaluación numérica en configuración alineada. Fuente: Elaboración propia. ....	115
Tabla 3-13: Eficiencia para diferentes temperaturas de secado .....	120
Tabla 3-12: Resumen de tiempo de secado de alcachofa para 40 y 70°C. Fuente: Adaptado de (Günhan et al., 2014) .....	126
Tabla 3-13: Tiempo de secado de la menta para las combinaciones de temperatura y velocidad de aire de secado. Fuente: Adaptado de Orphanides et al., (2017). ....	127

## Lista de Símbolos y abreviaturas

### Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$A$	Ancho del ducto del intercambiador de calor	$m$	
$B$	Altura del ducto del intercambiador de calor	$m$	
$A_D$	Área de sección diagonal	$m^2$	Ec.(2-46)
$A_{pc}$	Área perpendicular al flujo de gases en el condensador	$m^2$	Ec.(2-42)
$A_{pe}$	Área perpendicular al flujo de gases en el evaporador	$m^2$	Ec.(2-42)
$A_{sev}$	Área de la superficie externa del evaporador de las caras verticales	$m^2$	Ec.(2-72)
$A_T$	Área en la sección transversal	$m^2$	Ec.(2-47)
$C_a$	Capacidad calorífica del aire de secado	$J/^\circ C$	Ec.(2-19)
$C_g$	Capacidad calorífica de los gases de escape	$J/^\circ C$	Ec.(2-20)
$C_{min}$	Capacidad calorífica menor entre el aire de secado y los gases de escape	$J/^\circ C$	
$C_{p H_2O}$	Calor específico del agua	$\frac{J}{kg} K$	
$CH_{im}$	Contenido de humedad en base humedad de la muestra de hierbabuena	%	Ec.(2-1)
$CH_h(t)$	Contenido de humedad de la hierbabuena como una función del tiempo	%	Ec.(2-6)
$D_i$	Diámetro interior de los tubos	$m$	
$D_o$	Diámetro exterior de los tubos de cambio de fase	$m$	
$F$	Factor de corrección	1	
$F_e$	Fracción del evaporador cubierta por el líquido de la piscina	1	Ec.(2-60)
$g$	Gravedad local	$m/s^2$	

$G_{max}$	Flujo másico por unidad de área transversal	$kg/sm^2$	Ec.(2-37)
$Gr_L$	Número de Grashof		
$h_{co}$	Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor en el condensador	$\frac{W}{m^2\text{°C}}$	Ec.(2-51)
$h_{eo}$	Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor en el evaporador	$\frac{W}{m^2\text{°C}}$	Ec.(2-51)
$h_{fg}$	Entalpia de cambio de fase del agua	$J/kg$	
$h_{sc1}$	Coeficiente promedio de transferencia de calor sobre la superficie del condensador en las caras verticales	$\frac{W}{m^2K}$	Ec.(2-89)
$h_{se1}$	Coeficiente promedio de transferencia de calor sobre las superficies verticales del evaporador	$\frac{W}{m^2K}$	Ec.(2-73)
$L$	Longitud del intercambiador	$m$	
$L_c$	Longitud característica	$m$	
$l_c$	Longitud de los tubos en la sección de condensación	$m$	
$l_e$	Longitud del tubo en la sección de evaporación	$m$	
$\dot{m}_{ac}$	Flujo másico de aire de combustión	$kg/s$	Ec.(2-40)
$\dot{m}_{as}$	Flujo másico de aire de secado a través del intercambiador	$kg/s$	Ec.(2-15)
$\dot{m}_f$	Flujo másico de combustible	$kg/s$	
$m_{fm}$	Peso en miligramos de la muestra de hierbabuena seca	$mg$	
$m_{H_2O}$	Cantidad total de agua evaporada en el proceso de secado	$kg$	Ec.(2-9)
$m_{im}$	Peso en miligramos de la muestra de hierbabuena húmeda	$mg$	
$Nu$	Numero de Nusselt	1	Ec.(2-27)
$Nu_{D,NL}$	Numero de Nusselt corregido	1	Ec.(2-50)
$P$	Presión	$Pa$	
$P_a$	Presión atmosférica local	$Pa$	
$PCI$	Poder calorífico inferior del combustible diésel	$\frac{J}{kg}$	
$Pot_d$	Potencia eléctrica generada por el motor diésel	$W$	
$Pr$	Numero de Prant	$adm$	
$\dot{Q}_d$	Tasa de transferencia de calor disponible para el proceso de secado	$W$	Ec.(2-11)

$\dot{Q}_{H_2O}$	Tasa de transferencia de calor suministrado al producto durante el proceso de secado	$W$	Ec.(2-8)
$\dot{Q}_{max}$	Tasa de transferencia de calor máxima en el intercambiador	$W$	Ec.(2-18)
$\dot{Q}_{pa}$	Tasas de transferencia de calor a través de la placa	$W$	Ec.(2-92)
$\dot{Q}_{pc}$	Tasa de pérdidas de calor en la sección de condensación	$W$	Ec.(2-91)
$\dot{Q}_{pe}$	Tasa de pérdida total de calor en la sección del evaporador	$W$	Ec.(2-82)
$\dot{Q}_{te}$	Tasa de transferencia de calor experimental total de los gases de escape al aire de secado	$W$	Ec.(2-14)
$\dot{Q}_{tm}$	Tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado de acuerdo al modelo	$W$	Ec.(2-22)
$Ra_L$	Número de Rayleigh		Ec.(2-75)
$Re$	Numero de Reynolds	1	Ec.(2-49)
$S_{co}$	Área de transferencia de calor en la sección de condensación	$m^2$	Ec.(2-25)
$S_d$	Paso diagonal entre los centros de tubos	$m$	
$S_{eo}$	Área de transferencia de calor en la sección de evaporación	$m^2$	Ec.(2-23)
$S_t$	Paso transversal	$m$	
$t$	Tiempo	$s$	
$T_{ai}$	Temperatura del aire de secado a la entrada del intercambiador de calor	$^{\circ}C$	
$T_{aic}$	Temperatura del aire a la entrada de la cámara de secado	$^{\circ}C$	
$T_{ao}$	Temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador de calor	$^{\circ}C$	
$T_{aoc}$	Temperatura del aire a la salida de la cámara de secado	$^{\circ}C$	
$T_{fe}$	Temperatura media de película en la superficie del evaporador	$^{\circ}C$	Ec.(2-74)
$T_{fjp}$	Temperatura final promedio de la hierbabuena	$^{\circ}C$	
$T_{gi}$	Temperatura de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor	$^{\circ}C$	Figura 3-4
$T_{go}$	Temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor	$^{\circ}C$	
$T_{ip}$	Temperatura inicial promedio de la hierbabuena	$^{\circ}C$	
$T_p$	Temperatura de saturación en el fondo de la piscina	$^{\circ}C$	



$T_{ref}$	Temperatura de referencia	$^{\circ}C$	
$T_{se}$	Temperatura sobre la superficie del evaporador	$^{\circ}C$	Ec.(2-26)
$T_v$	Temperatura de vapor	$^{\circ}C$	Ec.(2-59)
$T_{\infty}$	Temperatura del aire en los alrededores	$^{\circ}C$	
$T_{wc}$	Temperatura de pared en la superficie exterior del evaporador	$^{\circ}C$	
$T_{we}$	Temperatura de pared en la superficie exterior del evaporador	$^{\circ}C$	
$u$	Incertidumbre de la medida asociada al equipo de medición		
$\dot{V}_{ac}$	Flujo Volumétrico de aire de combustión	$m^3/s$	
$V_{ai}$	Velocidad media del aire de secado a la entrada del banco de tubos	$m/s$	Ec.(2-43)
$\dot{V}_{as}$	Flujo volumétrico de aire de secado	$m^3/s$	
$V_{gi}$	Velocidad media de los gases de escape a la entrada del banco de tubos	$m/s$	Ec.(2-41)
$V_{max}$	Velocidad máxima del fluido a través del banco de tubos	$m/s$	Ec.(2-38)
$V_{maxe}$	Velocidad máxima del fluido para configuración escalonada	$m/s$	Ec.(2-48)
$w_a$	Masa de agua inicial presente en la hierbabuena	$kg$	Ec.(2-2)
$w_a(t)$	Masa de agua de la hierbabuena en el tiempo	$kg$	Ec.(2-7)
$w_p(t)$	Peso en base húmeda de la hierbabuena en el tiempo	$kg$	
$w_{pi}$	Peso inicial de hierbabuena por cada bandeja	$kg$	
$w_s$	Peso seco de la hierbabuena en cada bandeja	$kg$	Ec. (2-5)
$w_{ta}$	Peso total de agua inicial	$kg$	Ec.(2-4)
$w_{tpi}$	Peso total inicial de la hierbabuena	$kg$	Ec.(2-3)
$z$	Resistencia térmica total	$K/W$	Ec.(2-55)
$z_{co}$	Resistencia termica entre el aire de secado y el area de transferencia de calor en la placa	$K/W$	Ec.(2-94)
$z_{eo}$	Resistencia termica entre los gases de escape y el area de transferencia de calor en la placa	$K/W$	Ec.(2-93)
$z_1$	Resistencia térmica entre los gases de escape y la superficie externa del evaporador	$K/W$	Ec.(2-22)
$z_2$	Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de evaporación	$K/W$	Ec.(2-53)
$z_3$	Resistencias térmicas internas en la zona de evaporación	$K/W$	Ec.(2-68)

$z_{3f}$	Resistencia térmica interna en la película de pared en el evaporador	$K/W$	Ec.(2-63)
$z_{3p}$	Resistencia térmica en la ebullición nucleada en la piscina	$K/W$	Ec.(2-64)
$z_7$	Resistencias térmicas internas en la zona de condensación	$K/W$	Ec.(2-62)
$z_8$	Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de condensación	$K/W$	Ec.(2-54)
$z_9$	Resistencia térmica entre el aire de secado y la superficie externa del condensador	$K/W$	Ec.(2-24)

### Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\beta$	Angulo de inclinación de los tubos	Grados	
$\beta_{ex}$	Coeficiente de expansión volumétrica	$K^{-1}$	Ec.(2-76)
$\Delta T_h$	Diferencia media de temperatura debido a la cabeza hidrostática	$^{\circ}C$	Ec.(2-57)
$\varepsilon_{hxm}$	Efectividad del intercambiador de calor según el modelo	1	
$\varepsilon_{hxe}$	Efectividad del intercambiador de calor experimental	1	Ec.(2-17)
$\eta_g$	Eficiencia térmica de cogeneración	1	Ec.(2-12)
$\eta_m$	Eficiencia térmica del motor	1	Ec.(2-13)
$\eta_{ts}$	Eficiencia térmica de secado	1	Ec.(2-10)
$\lambda_{\infty}$	Conductividad térmica del aire en los alrededores	$W/mK$	
$\lambda_t$	Conductividad térmica de los tubos	$W/mK$	
$\mu_b$	Viscosidad dinámica del fluido que atraviesa el banco de tubos	$kg/ms$	
$\mu_l$	Viscosidad dinámica de liquido	$kg/ms$	
$\nu_a$	Viscosidad cinemática del aire de secado	$\frac{m^2}{s}$	
$\nu_g$	Viscosidad cinemática de los gases de escape	$\frac{m^2}{s}$	
$\rho_b$	Densidad del fluido que atraviesa el banco de tubos	$kg/m^3$	

---

$\phi_2$	Propiedades termofísicas "figura de Merit"	Figura 3-1
$\Phi_3$	Propiedades termofísicas	Ec.(2-69)

---

## Subíndices

---

Subíndice	Término
a	Aire
ac	Aire de combustión
C	Condesador
e	Evaporador
g	Gases de escape
ga-t	Gases al aire a través de los tubos
i	Entrada
m	Media
o	Salida
p	Piscina
pa	Placa
pc	Pérdidas condensador
pe	Perdidas evaporador
w	Pared
<i>l</i>	Líquido
<i>v</i>	Vapor

---



# Introducción

El secado es un método importante para la preservación de materiales húmedos, a nivel industrial es aplicable a una amplia gama de productos agrícolas, incluidos los productos alimenticios (Białobrzewski, Zielińska, Mujumdar, & Markowski, 2008). En el proceso de secado existe una transferencia simultánea de calor y masa, mediante la cual se elimina la humedad presente en los alimentos, permitiendo de esta manera su conservación y almacenamiento por tiempos prolongados (Kaya, Aydın, & Dincer, 2008).

Actualmente el proceso de secado más común es el secado convectivo, y consiste en calentar un flujo de aire mediante una fuente de calor para luego remover la humedad del producto, algunos de ellos emplean la energía en forma de calor desprendida por la combustión de un combustible para aumentar la temperatura del aire de secado, estos sistemas poseen bajas eficiencias que pueden alcanzar valores hasta del 40% (Mujumdar, 2006). Además estos sistemas tiene como consecuencia la emisión de gases contaminantes al medio ambiente como el CO<sub>2</sub>, asociado a este proceso de secado, existe una cantidad de energía desperdiciada con el flujo de éstos, mientras que otros procesos de secado convectivos emplean como fuente de calor bancos de resistencias eléctricas, que a pesar de su alta eficiencia, la cual oscila entre 50 y 70% según la tecnología empleada, involucran un costo elevado asociado al precio de la energía según su disponibilidad. También es común el método de secado solar en patio el cual consiste en aprovechar la energía térmica del sol como fuente de calor, cuya desventaja radica en la intermitencia de la energía solar que puede variar según las condiciones climáticas (Mujumdar, 2006).

Los procedimientos de secado son unos de los procesos térmicos con mayor demanda de consumo de tiempo y energía en la industria (Kassem, Shokr, El-Mahdy, Aboukarima, & Hamed, 2011). China consume cerca del 19% de la energía en el mundo, el consumo específico de calor de la industria alimenticia en China es de 2 a 3 veces mayor que en los países desarrollados. Por citar un ejemplo,

la industria de los tallarines emplea el 60% de la energía consumida en el proceso de secado de éstos (Wang et al., 2017). En los Estados Unidos la industria de los vegetales y las frutas tienen costos alrededor de USD \$800 millones asociados al uso de energía eléctrica y combustible en procesos de secado, los mayores rubros en el proceso de secado están relacionados al funcionamiento y no a los costos de inversión inicial (Mujumdar & Devahastin, 2010). En una industria con alto uso de energía en calentamiento o secado, mejorar la eficiencia energética en un 1% podría resultar hasta un 10% de aumento en sus ganancias (Takougnadi, Boroze, & Azouma, 2017). En Colombia por ejemplo, el secado de cacao consume el 50% de la energía empleada en su producción (Tinoco & Yomali, 2010).

En las zonas no interconectadas del país, la energía térmica para la deshidratación de productos agrícolas proviene de una fuente renovable como el sol, siendo el secado en patio el más típico de los sistemas para eliminar la humedad de los productos en estas zonas, en otros casos se emplea energía eléctrica producida en una planta de generación diésel, o mediante un secador mecánico con un consumo de combustible asociado. La recuperación de calores residuales resulta ser una de las alternativas más comunes para incrementar la eficiencia térmica en los procesos industriales, por otra parte, el uso de calores residuales contribuye significativamente a la disminución del consumo de combustible y de emisiones de gases de efecto invernadero (Herrera & Copete, 2011).

En este proyecto se desarrolló un sistema de secado de hierbabuena mediante la recuperación de los calores residuales proveniente de los gases de escape de una planta diésel de 36 kW, para la recuperación de este calor se empleó un intercambiador de calor con tubos de cambio fase tipo termosifón. Por una de las secciones del intercambiador de calor circularon los gases de escape y en otra sección y a contraflujo circulaba aire, éste último fue usado en una cámara, compuesta por 3 bandejas para el secado de hierbabuena. Se realizó 1 prueba de secado durante 70 minutos, con una distribución de los tubos al interior del intercambiador de calor de manera escalonada. La configuración escalonada, estaba conformada por 30 filas y 50 tubos. Se evaluó, la eficiencia térmica de secado, la eficiencia de la planta diésel, y del ciclo combinado (generación de energía y secado), además de la efectividad en la transferencia de calor. Se desarrolló un modelo matemático con la ayuda de Excel, el modelo fue empleado para predecir la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape y las temperaturas a la salida del intercambiador de calor para el del aire de secado y los gases de escape, los valores arrojados por el modelo fueron comparados con los datos obtenidos a través de la experimentación. Además, para evaluar la variación en la tasa de

transferencia de calor, efectividad y la temperatura del aire a la salida del intercambiador se simuló el comportamiento energético del intercambiador de calor cuando la configuración de los tubos era alineada conservando la misma área de transferencia de calor, tal simulación se realizó alterando las variables de entrada en el algoritmo desarrollado en Excel. Una repetición de la anterior prueba fue realizada para determinar la desviación de las variables y cálculos realizados anteriormente mencionados.

## Antecedentes

El principal objetivo de cualquier proceso de secado es generar un producto deshidratado de una calidad deseada con el mínimo costo y la máxima eficiencia optimizando el diseño y las condiciones de operación de dicho proceso (Jurendic et al., 2013). Para eliminar la humedad de materiales orgánicos y no orgánicos se emplean varios métodos en una variedad de aplicaciones industriales. En la industria alimenticia los métodos más comunes son el secado solar, infrarrojo, el secado a través de microondas y el secado convectivo. Entre estos métodos, el secado convectivo es uno de los más populares, éste es muy utilizado para para deshidratar alimentos con propósitos de conservación, transporte y almacenamiento (Tzempelikos et al., 2015). En el secado convectivo, el calor requerido es suministrado a los alimentos a través de una corriente de aire caliente. El aumento de la temperatura ocasiona que el coeficiente de difusión alcance valores altos resultando en un aumento de la tasa de secado (Tzempelikos et al., 2015).

Recientemente, para reducir la energía consumida en los procesos de secado, se han propuesto algunas ideas para desarrollar un secado eficiente, entre estas están la recuperación de calores residuales de un flujo de gases de escape, mejorar de la transferencia de calor y masa, y la selección y dimensionamiento del secador mismo (Aziz, Oda, & Kashiwagi, 2013).

Anderson, Elfgren, & Westerlund, (2014) realizaron un estudio en una planta de procesamiento de jugo de mora en Suecia, enfocando su interés especialmente en el proceso de secado de mora la cual debía secarse hasta 10% de humedad para evitar la fermentación durante la fabricación de jugo de mora. El proceso de secado en estudio demandaba una capacidad de 223 kW para secar 90 kg/h de mora, el proceso de producción de jugo requería 1262 kW, 24% del calor residual podría ser recuperado como energía térmica para el secado, la recuperación de calor mediante la recirculación de 10-80% del aire y el uso combinado de este aire con el flujo de gases de escape, disminuyó la necesidad de calor en el secador desde 7 hasta 52%, reduciendo la demanda total de la planta de 1262 a 1145 kW. Akhter, Afroz, & Nabi, (2007), reportaron el empleo de un intercambiador de calor a contraflujo de tubos y aletas, y flujo no mezclado, para el secado de arroz mediante la recuperación de calor de un flujo de gases de escape proveniente de un motor diésel con una potencia de 9 kW. La temperatura de los gases de escape reportada por Akhter et al., (2007) de 110°C es adecuada para evaporar el agua en un intercambiadores de calor con cambio



de fase y aumentar la tasa de recuperación de calor, aumentando así la eficiencia en el proceso de secado. Samadi, Ghobadian, Najafi, & Motevali, (2013), evaluaron un sistema de cogeneración para la generación de energía eléctrica y aprovechamiento de los calores residuales de un motor a gas natural con una potencia de 2 kW para el secado de rebanadas de banana. Samadi et al., (2013) determinaron que la eficiencia global del sistema aumento entre un 11 y 20%, la máxima eficiencia se presentó cuando el motor operaba a 75% de su capacidad

Los estudios anteriormente mencionados se realizaron con el fin de mejorar la eficiencia de los procesos de deshidratación mediante secadores que emplean aire caliente forzado, el cual era calentado mediante gases de escape. El secado de productos agrícolas en Colombia es desarrollado a través de métodos que emplean combustible como fuente de calor, tal es el caso del secado de café, el cual se realiza mediante un sistema que consta de un secador mecánico con dos o tres cámaras de piso perforado donde se deposita el café, un calentador de aire de tipo indirecto, un ventilador que entrega el caudal de aire para el secado y un dispositivo para el suministro de combustible, el cual puede ser carbón, cisco o madera, manteniendo temperaturas de aire de secado en un rango de 48 – 52 ° (Oliveros, Peñuela, & Jurado, 2009). Algunos Investigadores de la Facultad de Ciencias Agropecuarias de la Universidad Nacional sede Medellín, emplearon un secador de lecho fijo para el secado de granos de café, el aire de secado se calentó por medio de resistencias eléctricas a una temperatura de 55 °C, encontrando que mediante el uso de este sistema el secado no fue homogéneo, con gradientes de temperatura de 20 °C, bajas tasas evaporativas que alcanzaron porcentajes de humedad en base humedad de 13 a 42 % b.h y por ende altos consumos de energía específica con valores de 15 – 25 MJ/kg de agua evaporada (Ciro, et al., 2011). El grupo de investigación Gestión de la Productividad hacia la Competitividad (GPC) de la Escuela de Ingeniería de Antioquia, secó mango mediante el uso de aire caliente a temperaturas de secado de 55, 60 y 65 °C, con velocidad de aire constante de 2.0 m/s y una humedad relativa controlada de 50%, el aire de secado es impulsado a un intercambiador donde se aumenta la temperatura con un calentador de gas (Ocampo, 2006). Márquez, Peláez, & Cortes, (2010) emplearon un secado convectivo de bandejas para deshidratar granadilla a 35, 50 y 65°C con fin de evaluar la calidad del polvo de este producto. El producto presentó mejores calidades para temperaturas de secado de 35°C.

La revisión realizada permite afirmar que en Colombia, la recuperación de calores residuales para el secado de productos agrícolas aún no se realiza con frecuencia, por lo que es conveniente

desarrollar y evaluar un proceso de recuperación de calores residuales para el secado de productos agrícolas, éste desarrollo permitirá demostrar la validez de este uso de sistemas como herramienta para disminuir el consumo de energía en proceso de secado y optimizar el rendimiento de las plantas térmicas actualmente utilizadas en la deshidratación de productos agrícolas.

## Justificación

Se ha hecho evidente que el consumo de energía en procesos de secado a nivel industrial es relativamente alto. Diversos sectores industriales consumen diferentes cantidades de energía en sus procesos de fabricación, por ejemplo, en la industria alimenticia y en la agricultura se consume un 12% de la energía en procesos de secado, en la industria del papel 33%, madera 11%, cerámica y materiales de construcción 11%, textil 5% (Samadi et al., 2014). Los secadores industriales consumen, en promedio, alrededor del 12% de la energía total utilizada en los procesos de fabricación, donde el costo de secado puede acercarse al 60- 70% del costo total (Sarker, Ibrahim, Abdul Aziz, & Punan, 2015). Por lo tanto, los sistemas de secado tienen una cuota predominante en las emisiones de gases de efecto invernadero y, como consecuencia, en la lluvia ácida y el agotamiento del ozono estratosférico (Aghbashlo, Mobli, Rafiee, & Madadlou, 2013). El cambio climático global eleva la temperatura superficial de la tierra y el mar los niveles, y es potencialmente el problema más importante del medio ambiente relacionado con la utilización de energía (Dincer, 2011). Los consumos altos de energía en las operaciones de secado surgen debido al alto calor latente de evaporación del agua y la relativamente baja eficiencia energética de los secadores industriales (Aviara, Onuoha, Falola, & Igbeka, 2014). Este alto consumo de energía oscila entre 2,48 a 2,57 MJ/kg de agua evaporada en función de la temperatura de bulbo húmedo (Liu, Aziz, Kansha, & Tsutsumi, 2013). En los países más industrializados, la energía utilizada en las cuentas de secado es de 7-15% del consumo energético industrial de la nación, a menudo con eficiencias térmicas relativamente bajas que van del 25 al 50% (Motevali, Minaei, Banakar, Ghobadian, & Darvishi, 2014).

Durante las últimas décadas, los precios de la energía aumentaron y así mismo se crearon leyes más estrictas en materia de contaminación, condiciones de trabajo y seguridad. Para cumplir estos requisitos, así como para optimizar el consumo de energía, se han generado nuevas ideas en los métodos de secado y en el diseño de secadores más eficientes (Kowalski & Pawłowski, 2011). Más del 85% de los secadores industriales son de tipo convectivo con aire caliente. Sin embargo, una de las desventajas de estos secadores es el alto consumo de energía durante su operación (Samadi et al., 2014). La energía es un factor esencial en los esfuerzos globales para lograr un desarrollo sostenible. Por lo tanto, es muy importante para la industrial del secado maximizar la eficiencia

---

energética global, ya que esta mejora la eficiencia en el uso de la energía empleada por el secador (Sarker et al., 2015).

Según la Unidad de Planeación Minero Energética, UPME, (2017) en Colombia, para el año 2015 el consumo de energía del sector agrícola fue 0,17% del global del país, mientras el sector industrial presentó un consumo 29,36%, 1% de este consumo energético se usaba en forma de combustible diésel para generación de energía eléctrica. Según el último reporte conocido de la UPME, (2010), las Zonas no interconectadas del país para el año 2009 se produjeron al menos 7074 GWh de energía generada a partir del uso de grupos electro generadores diésel.

El sector agrícola en Colombia demanda operaciones de secado con el objetivo de lograr los estándares de calidad mínimos para penetrar los mercados internacionales dentro del marco de los tratados de libre comercio hacia el extranjero firmados en el país, la introducción de productos alimenticios secos a otros países está condicionada a las normas de calidad direccionadas por la comisión del Codex Alimentarius, establecida por la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO) y la Organización Mundial de la Salud (OMS) para la protección del consumidor. La agricultura es uno de los 5 sectores que forman parte de la locomotora de crecimiento económico establecido por el gobierno, este sector requiere del desarrollo de nuevas tecnologías para suplir las demandas energéticas maximizando la eficiencia de sus procesos, reduciendo el impacto ambiental y mejorando la calidad de sus productos a un menor costo.

Al año 2011 las exportaciones a nivel mundial por concepto frutas y hortalizas alcanzaron un valor de 124 millones de dólares, las hortalizas deshidratadas ascendieron a 3509 millones de dólares, lo que equivale al 15% de las exportaciones totales de hortalizas (Tapia, 2011). El comercio de productos agrícolas ha seguido ampliándose impulsado por una elevada demanda, especialmente en las economías emergentes. El valor de las exportaciones agrícolas mundiales casi se triplicó entre 2000 y 2012, mientras que el volumen de las exportaciones agrícolas se incrementó aproximadamente un 60 % durante el mismo período. Dado que está previsto que la demanda mundial de productos agrícolas se mantenga firme en los próximos decenios, se espera que esta evolución continúe (Sundaram et al., 2015). América Latina y el Caribe poseen un tercio de los recursos de agua dulce del mundo y más de la cuarta parte de las tierras agrícolas del mundo, también registra una de las mayores exportaciones de alimentos, el consumo regional y mundial están obligando a que América Latina desarrolle todo su potencial de producción agrícola de manera sostenible. Los expertos señalan que para alimentar a las nueve mil millones de personas

que habitarán la Tierra para el 2050, la producción alimentaria mundial tendrá que aumentar en 60% y hasta al menos un 12% más de tierra cultivable (Ginya & Zeigler, 2014). Según lo descrito anteriormente existe una gran oportunidad para mejorar la productividad de los agricultores y productores en toda América Latina no solo para que los países puedan satisfacer su demanda interna de alimentación, sino también para suplir las necesidades demandadas a nivel mundial en cuanto alimentación y nutrición se refiere.

Colombia posee varios productos tipo exportación como el banano, plátano, mango, granadilla, uchuva, hierbas aromáticas, estos representan aproximadamente el 95% del valor exportado (Ceballos, 2008). Los tratados de libre comercio mejoran las condiciones de acceso a países desarrollados como Canadá, EEUU, Suiza, Estados Unidos, en especial para productos agrícolas procesados (PROEXPORT, 2012). La apertura de nuevos mercados y el aumento de la población mundial son condiciones que generan oportunidades de exportación de productos para consumo de carácter alimenticio, la calidad e integridad de éstos durante sus etapas de comercialización dependen de en gran medida de la cadena de frío para productos congelados, mientras que para los productos secos la calidad depende de la eficiencia del proceso de secado para remover la humedad de los productos y conservar sus propiedades alimenticias y aspectos físicos que permitan su comercialización bajo los estándares exigidos por cada país. Un estudio realizado por Camara de Comercio de Bogotá, (2008) revela que el 45% de las especias y condimentos se presecan o deshidratan mediante algún medio de secado para los cuales se halló que el 35% usa secadores solares, el 11% a gas y el 3% usa secadores eléctricos, estas cifras revelan la importancia de trabajar en la mejorar de las tecnologías existentes con el fin de mejorar la eficiencia de los procesos actuales y reducir los tiempos de secado, con lo que aumentaría el nivel de producción y reducirían los costos de operación, generando más oportunidades de penetrar los mercados que surgen de los tratados de libre comercio.

En cuanto a equipos de poscosecha de plantas aromáticas y especias condimentarias en Antioquia se encontraron varias comunidades utilizando el mismo modelo de secador solar promovido por la Secretaría de Agricultura. En general, los secadores solares son utilizados por las comunidades mientras que los fabricantes de productos secos que venden en supermercados, almacenes de cadena y laboratorios fitoterapéuticos tienen secadores a gas. Se destaca el abandono de los secadores eléctricos debido al alto consumo de energía eléctrica para su funcionamiento (Camara de Comercio de Bogotá, 2008). El abandono de secadores eléctricos se ve reflejado por el uso

---

intensivo del secado en patio o secado solar y el secado mecánico con aire caliente, con la desventaja en cuanto al secado solar de su intermitencia en la disponibilidad y contaminación del producto, mientras para el secado mecánico la desventaja radica en el empleo de combustibles fósiles para generar el calor necesario para la deshidratación del producto.

Productos de exportación como el café se someten a procesos de secado para cumplir con las normas de calidad exigidas por los países de destino y evitar su deterioro debido a altos contenidos de humedad. Oliveros & Sanz, (2011) describen en su trabajo que en Colombia el secado solar es el más común en las fincas pequeñas, las cuales son más del 95%, mientras que en fincas de mayor producción el secado mecánico del café se utiliza cuando las condiciones ambientales no son favorables para el secado solar y/o cuando el flujo de café diario es alto y el costo se incrementa por las áreas requeridas y la mano de obra, mientras que en los días de baja producción se emplea una combinación de estos dos cuando las condiciones ambientales así lo permiten. Un secador mecánico consta de una, dos o tres cámaras con piso perforado, donde se deposita el café, un calentador del aire de tipo indirecto, un ventilador que entrega el caudal de aire para el secado del café y un dispositivo para el suministro de combustible, según Oliveros Tascón et al., (2009) para calentar el aire de secado se utilizan diferentes combustibles, principalmente carbón mineral (hulla) y la cascarilla o cisco del café. En ocasiones también se emplea la biomasa disponible en la finca como tusas de maíz y leña de café. Como producto de la combustión del carbón mineral se genera  $\text{CO}_2$  óxidos de azufre y nitrógeno, además de partículas contaminantes, los gases de escape productos de la combustión llevan consigo una cantidad de energía en forma de calor que podría ser recuperada para precalentar el aire de combustión o el aire de secado, mejorando así la eficiencia del proceso de deshidratación.

El incremento en la demanda de alimentos secos y el desperdicio de alimentos debidos al mal manejo de estos en las etapas poscosecha son temas que requieren la atención de la comunidad académica, pues se debe trabajar en mejorar o renovar las tecnologías empleadas en la cadena de frío así mismo como aquellas empleadas en los procesos de secado para reducir los niveles de desperdicio y optimizar los procesos mediante técnicas y herramientas que faciliten el máximo aprovechamiento de la energía empleada en estos procesos.

El propósito de esta investigación fue desarrollar un sistema de secado de productos agrícolas usando el calor residual de los gases de escape de un electrogenerador diésel usando intercambiadores de calor con cambio de fase para garantizar los porcentajes de humedad en los

productos con el objetivo de maximizar su vida útil en las etapas de poscosecha; almacenamiento, conservación y transporte. De esta manera se posibilita su exportación con un riesgo mínimo de descomposición durante la etapa de transporte. Mediante un modelo fue posible predecir la eficiencia en la transferencia de calor influenciada por la geometría y la distribución de los tubos de calor en el intercambiador. Además, se explicó la relación entre la eficiencia de secado y la eficiencia en la recuperación de calor en el intercambiador de calor con cambio de fase.

# Objetivos

## Objetivo general

- Desarrollar y evaluar un sistema de recuperación de calor a partir de los gases residuales de un motor diésel para el secado discontinuo de productos agrícolas usando un intercambiador de calor de cambio de fase.

## Objetivos específicos

- Desarrollar un modelo para determinar la transferencia de calor influenciada por la geometría y la distribución de los tubos de calor en la eficiencia de recuperación de calor usando un intercambiador de calor con cambio de fase.
- Explicar la relación entre la eficiencia de secado y la eficiencia en la recuperación de calor en el intercambiador de calor con cambio de fase.



# 1. Marco teórico y estado del arte

A continuación, se hace una breve definición del proceso de secado y los diferentes métodos de secado de productos agrícolas. Se describen los métodos numéricos, cálculos del flujo de calor y humedad en un producto durante un proceso de secado, los cuales dan lugar a las curvas de secado del mismo. Por otro lado, se detalla la operación de un intercambiador de calor que usa tubos de calor con cambio de fase, así como sus aplicaciones y el procedimiento numérico para el cálculo de la tasa de transferencia de calor y la efectividad en intercambiadores de calor.

## 1.1 Procesos de secado

El secado es un proceso esencial para muchas industrias y la preservación de cultivos agrícolas. Sin embargo, consume una gran cantidad de energía. El secado es una operación compleja que implica la transferencia transitoria de calor y masa a lo largo de varios tipos de procesos, tales como transformaciones físicas o químicas, que, a su vez, puede causar cambios en la calidad del producto (Kumar, Karim, & Joardder, 2014a).

El secado consume hasta el 70% de toda la energía utilizada en la industria de la madera y el 50% en la fabricación de textiles. En China la industria del secado consume alrededor de 3 toneladas de carbón por año, lo que causa un impacto ambiental negativo debido a la quema de carbón, generando 260 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> y 7.8 millones de toneladas de emisiones de SO<sub>2</sub> (Qiu et al., 2016).

Diversos estudios reportan que el consumo nacional de energía asociado a operaciones de secado industrial va desde 10 al 15% para los Estados Unidos, Canadá, Francia y Reino Unido, y entre 20 - 25% en países como Dinamarca y Alemania. En los Estados Unidos los gastos en procesos de secado se estiman en el orden de \$800 millones de dólares anuales, los mayores rubros en el proceso secado están relacionados al funcionamiento y no a los costos de inversión inicial (Mujumdar &

Devahastin, 2010). En una industria con alto uso de energía en calentamiento o secado, mejorar la eficiencia energética en un 1% podría resultar hasta un 10% de aumento en sus ganancias.

### 1.1.1 Contenido de humedad de los alimentos

El contenido de humedad de los alimentos varía mucho tal como se muestra en la Tabla 1-1.

**Tabla 1-1:** Contenido de humedad de algunos alimentos. Fuente: Adaptado de (Bradley, 2010).

Alimento	Contenido de humedad aproximado (b.h) %
Cereales	10,3
Melón	91,5
Naranjas	86,3
Pepinos	95,2
Uvas	81,3
Patatas	72,4

El proceso de secado consiste en eliminar el contenido de humedad del agua parcialmente hasta un valor determinado de acuerdo a las normas vigentes de calidad para cada producto. La facilidad de eliminación del agua de los alimentos depende de cómo existe ésta en el producto alimenticio. Los tres estados del agua en un producto son:

- **Agua superficial**

Es agua conservada en el contorno del alimento debido a la tensión superficial.

- **Agua adsorbida en capilares**

Este tipo de agua existe dentro del sólido en poros y vacíos intersticiales donde la presión de vapor del agua sufre una depresión ya que se encuentra en capilares de radio pequeño. El agua perteneciente a esta zona participa en reacciones deteriorativas y es más fácil de eliminar que el agua atada.

- **Agua atada o ligada**

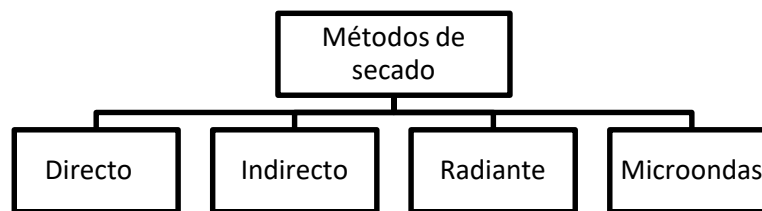
El agua atada está fuertemente unida a constituyentes del alimento tales como: proteínas o polisacáridos, por puentes de hidrogeno o interacciones ion-dipolo.

Por comodidad, humedades relativas de entre 0 y 20% consideran que el agua está fuertemente ligada y no participa en reacciones, humedades entre 20 y 80% consideran que el agua esta débilmente ligada y humedades mayores de 80% que el agua se encuentra libre para reaccionar (Campo, 2014).

### 1.1.2 Métodos para secado de productos agrícolas

Varios métodos de secado se utilizan comercialmente para eliminar la humedad de una amplia variedad de productos alimenticios, incluidas las frutas y verduras, con el fin de reducir las pérdidas asociadas al tratamiento poscosecha (Doymaz & Ismail, 2011). El trabajo de Mujumdar & Law, (2010), afirma que existen 500 tipos de secadores que han sido hallados en la literatura técnica, y alrededor de 100 tipos están disponibles comercialmente. Las diferencias en el diseño del secador se deben a diferentes atributos físicos del producto, modos de entrada de calor, temperaturas de funcionamiento, presión, diferentes especificaciones de calidad en el producto seco, entre otros. Aproximadamente el 85% de los secadores industriales son del tipo convectivo, y usan aire caliente o la combustión directa como medio de secado (Mujumdar, 2006). En la Figura 1-1 se puede apreciar los métodos de secado existentes.

**Figura 1-1:** Métodos de secado. Fuente: Adaptado de S. V. Jangam, Law, & Mujumdar, (2010b).



- **Secado directo**

También conocido como secado continuo convectivo, el aire es calentado de manera directa o indirecta. En este método, el medio de secado se pone en contacto directo con el material a deshidratar, y suministra el calor necesario a través de convección para eliminar la humedad presente en el producto, como se muestra en la

Figura 1-2.

**Figura 1-2:** Secado directo. Fuente: Adaptado de (S. V. Jangam et al., 2010b).



Jangam, Law, & Mujumdar, (2010) describen en su libro, que más del 85% de los secadores industriales son continuos del tipo convectivo a pesar de su eficiencia térmica relativamente baja hasta del 40%, la cual es causada por la dificultad en la recuperación del calor latente de vaporización contenido en el aire del secador. Los secadores convectivos usan aire caliente de manera directa o gases de combustión indirectamente como medio de secado, el aire caliente producido por calentamiento indirecto es el medio de secado más común, aunque para algunas aplicaciones especiales que requieren sobrecalentamiento, se ha demostrado recientemente, que el vapor se puede usar para producir una mayor eficiencia hasta del 70% y con frecuencia, calidades más altas de los productos. En los secadores directos, el medio de contacto de secado del material suministra el calor necesario para el secado por convección; la humedad evaporada es arrastrada por el mismo medio de secado, en este caso, el aire. Las temperaturas de secado pueden variar desde 50 a 400 °C dependiendo del producto a secar, para productos alimenticios, las temperaturas de secado suelen ser de 35 a 60 °C (S. V. Jangam et al., 2010a).

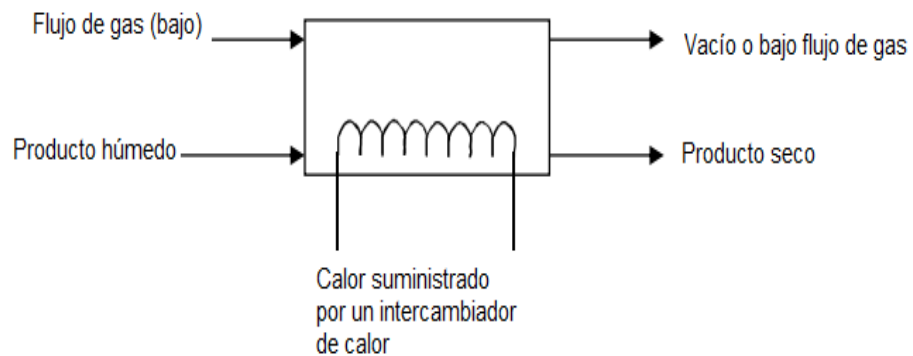
La deshidratación de productos alimenticios mediante métodos de secado convectivo, es la tecnología más comúnmente empleada a nivel mundial, durante estos procesos de secado y como lo sugiere Mujumdar & Law, (2010) se debe trabajar en la mejora y optimización de los consumos de energía mediante la recuperación de calores residuales para reducir los impactos ambientales, costos, e incrementar la calidad del producto y la eficiencia del proceso con el fin de que estos sean rentables.

- **Secado indirecto**

En este tipo de secadores el calor necesario para eliminar la humedad del material es suministrado sin contacto directo con el sólido húmedo, el calor es transferido desde el medio (vapor, gas

caliente, fluido térmico) hacia el sólido húmedo por conducción. Puesto que no hay flujo de un gas es necesario realizar vacío o aplicar un bajo flujo de gas para remover la humedad evaporada, ver Figura 1-3.

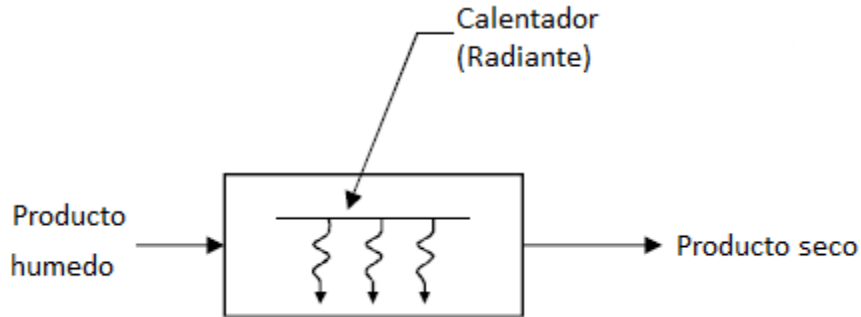
**Figura 1-3:** Secado indirecto. Fuente: Adaptado de S. V. Jangam et al., (2010b).



- **Secado radiante**

Durante el secado radiante fuente irradia energía en forma de calor hasta el material que será deshidratado. La transmisión de radiación electromagnética no requiere un medio para su propagación. La longitud del espectro de onda de la radiación depende de la naturaleza y temperatura de la fuente de calor. Cada cuerpo emite radiación debido a su nivel de temperatura. El calentamiento mediante rayos infrarrojos (IR) es ampliamente utilizado en la industria para el secado superficial o deshidratación de láminas finas, como papel, pinturas, esmaltes, textiles. Especialmente en la industria automotriz, el secado radiante es la aplicación completa más exitosa. Otro sector en el que el secado radiante juega un papel importante es en la industria papelera (Mujumdar, 2006). En la Figura 1-4 se puede observar un esquema del método de secado mediante radiación de calor.

**Figura 1-4:** Secado radiante. Fuente: Adaptado de Williams-Gardner, (1976)



- **Secado a través de microondas**

El secado en microondas utiliza energía eléctrica en el rango de frecuencia rango de 300 MHz a 300 GHz, siendo 2450 MHz la frecuencia más comúnmente utilizada. Se generan microondas dentro de un horno aumentando la corriente alterna de las líneas eléctricas domésticas a una frecuencia de 60 Hz hasta 2,450 MHz, eso se logra mediante un dispositivo llamado magnetrón. Se ha demostrado que el uso de energía de microondas para el secado tiene un consumo de energía moderadamente bajo. El calentamiento volumétrico y el tiempo de procesamiento reducido hace que las microondas sean una fuente atractiva de energía térmica. Como las microondas por sí solas no pueden completar un proceso de secado, se recomienda combinar técnicas, como aire forzado o vacío, para mejorar aún más la eficiencia del proceso de secado (Changrue & Raghavan, 2006).

La cinética de secado mediante infrarrojo depende:

- ✓ La densidad y de la longitud de onda de la radiación
- ✓ Distancia entre los emisores de energía infrarroja y la superficie irradiada con calor,
- ✓ Velocidad del aire
- ✓ Disminución de los tamaños de los materiales secos

En general, la cinética de secado mediante radiación electrométrica aumenta con el incremento de la temperatura del material y con la disminución de la humedad relativa del medio de secado (Grdzlishvili & Hoffman, 2012).

### 1.1.3 Cinética del secado

El secado de sólidos es un método que permite separar un líquido de un sólido húmedo. Esta separación generalmente se consigue evaporando el líquido en una corriente gaseosa, la eliminación de humedad como resultado de la interacción simultánea de los mecanismos de

transferencia de calor y de masa, depende de las condiciones externas del proceso como lo son velocidades de flujo, temperatura del flujo, área de contacto del flujo, condiciones de presión en que se opera, gobernadas por el mecanismo de transferencia de calor por convección que se encuentra en contacto en primera instancia con una película húmeda en la superficie del sólido, siendo esta removida provocando el movimiento de gradientes de humedad desde el interior del sólido conocida como condiciones internas del proceso. Donde operan de forma simultánea la transferencia de calor por conducción y movimiento de masa por difusión molecular (Fabregas, 2015).

La cinética del secado es generalmente evaluada midiendo la pérdida de peso de una muestra en función del tiempo. Las curvas de secado se representan de diferentes maneras como por ejemplo el contenido de humedad en función del tiempo, la velocidad del secado en función del tiempo o la velocidad del secado en función del contenido de humedad (García, 2014).

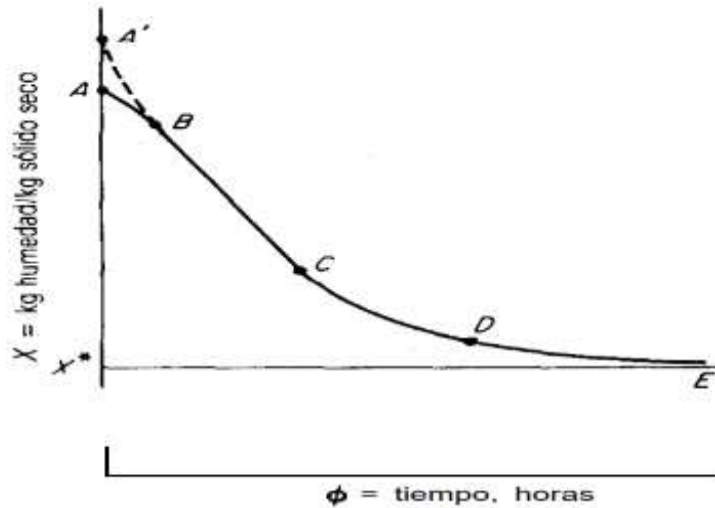
### **Velocidad de secado**

Con el fin de obtener el tiempo de equilibrio en que se elimina el contenido de humedad de una muestra y las interacciones de los factores que afectan la rapidez con la que se ejecuta el proceso es necesario conocer las características que gobiernan en la velocidad de secado, para ello a raíz de la experimentación de un secado ya sea continuo o por lote son identificados por medio de las curvas de secado los siguientes aspectos.

El contenido de humedad se mide en unidades de masa de humedad sobre masa de sólido seco expresado por  $X$ , graficándose este contra el tiempo  $t$  en el que equilibra el contenido de humedad como se muestra en la Figura 1-5. El contenido de humedad de base seca ( $X$ ) se puede calcular según la ecuación (1-1).

$$X = \left( \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de sólido seco}} \right) * 100 \quad (1-1)$$

**Figura 1-5:** Curva de contenido de humedad como función del tiempo. Fuente: Tomado de Treybal, (2013)



De la Figura 1-5,  $X^*$  representa la humedad en equilibrio.

- Zona A-B: Período de inducción, donde la pérdida de humedad del sólido aumenta ligeramente. Se le conoce también como zona o período de ajuste.
- Zona B-C: Período de velocidad de secado constante, donde la pérdida de humedad del sólido varía linealmente con el tiempo de secado.
- Zona C-D: Período de secado con superficie no saturada (C – D) que concluye cuando se ha evaporado totalmente la película superficial.
- Zona D - E, comienza a controlar el régimen al que puede moverse la humedad a través del sólido. Como decrece el régimen del movimiento interno de la humedad, la velocidad de secado cae más rápidamente hasta alcanzar la humedad de equilibrio, y el secado cesa.

El contenido de humedad de base húmeda ( $CH_{bh}$ ) se puede calcular según la ecuación (1-2)

$$CH_{bh} = \left( \frac{W_a}{W_a + W_{ms}} \right) * 100 \quad (1-2)$$

Donde:

$CH_{bh}$ : Contenido de humedad en base humedad (%)

$W_a$ : Peso de agua (kg)

$W_{ms}$ : Peso de la materia seca (kg)



Al graficar el contenido de humedad en base humedad como una función del tiempo se puede determinar una curva de secado como la mostrada en la

Figura 1-6, la cual muestra el contenido de humedad en base humedad del producto en un experimento durante un determinado tiempo.

**Figura 1-6:** Curva experimental de secado para rebanadas de tomate. Fuente: Tomado de Simonyan, (2016).



tubos de cambio de fase son dispositivos adecuados para la conservación y de conversión de energía, además son utilizados para la recuperación de calor. A medida que el costo del combustible sigue aumentando y la necesidad de conservación de la energía es creciente con el correr de los días, esta tecnología es estudiada y mejorada para que puedan atender fácilmente estos requisitos con más éxito (Noie, Lotfi, & Saghatoleslami, 2004). La importancia en el uso de intercambiadores de calor con cambio de fase radica en la reducción del consumo de energía, esta reducción puede alcanzar valores entre 28,3 y 32% (Yodrak, Rittidech, Poomsa-ad, Meena, & Tools, 2010). Otro impacto positivo, es la mitigación de la contaminación al medio ambiente gracias a la recuperación de calores residuales (Srimuang & Amatachaya, 2012). El fluido contenido en los tubos de este tipo de intercambiadoras cede su calor latente de vaporización cuando es sometido a una fuente de calor, la presión de trabajo y el tipo de líquido dentro del tubo de calor dependerá en gran medida de la temperatura de funcionamiento del tubo de calor. Por ejemplo, si un tubo de calor usa agua como fluido de trabajo está diseñado para eliminar el calor a 343 K, la presión dentro del tubo de calor debe mantenerse a 31,2 kPa, que es la presión de ebullición del agua a esta temperatura (Noie, 2006). Estos tubos pueden ser usados como intercambiadores de calor en ciclos de refrigeración por adsorción y por compresión de vapor, refrigeradores y otros tipos de dispositivos de transferencia de calor, su coeficiente de transferencia de calor en las zonas de evaporación y condensación es de  $10^3 - 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$  respectivamente, y una resistencia térmica comprendida entre 0,01-0,03 K/W, por lo que este tipo de intercambiadores puede ser de un diseño compacto con un bajo flujo másico (Vasiliev, 2005).

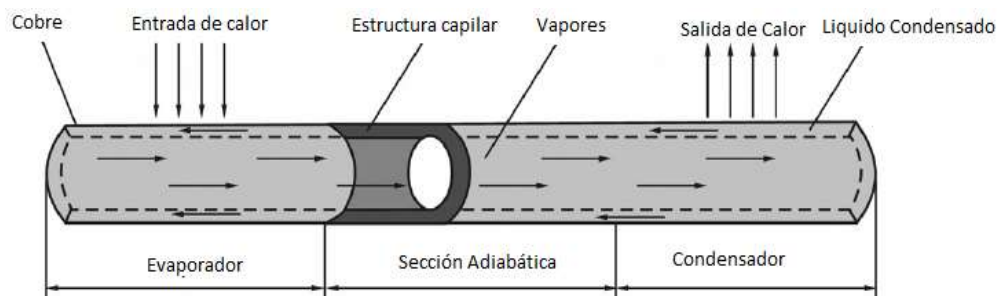
### **1.1.5 Tipos de intercambiadores de calor con tubos de calor**

Los tubos de calor se pueden clasificar en tres tipos:

- Tubo de calor convencional (CHP)
  - Tubo de calor oscilante (OHP).
  - Tubo de calor de dos fases cerrado termosifón (TPCT)
- 
- **Tubos de calor convencionales (CHP)**

Consiste en un tubo cerrado, normalmente de cobre con una pared capilar como se observa en la Figura 1-7, durante el funcionamiento, a medida que el calor entra en el evaporador, el equilibrio es perturbado y se genera un vapor a una presión y temperatura ligeramente superior. El aumento de presión hace que el vapor fluya a lo largo de tubo a la sección del condensador, donde una temperatura ligeramente inferior hace que el vapor se condense y libere su calor latente de vaporización. El vapor lleva la energía térmica a través de la sección adiabática a la sección del condensador, en donde el fluido condensado vuelve a la sección del evaporador a través de la acción capilar en la estructura capilar (Srimuang & Amatachaya, 2012).

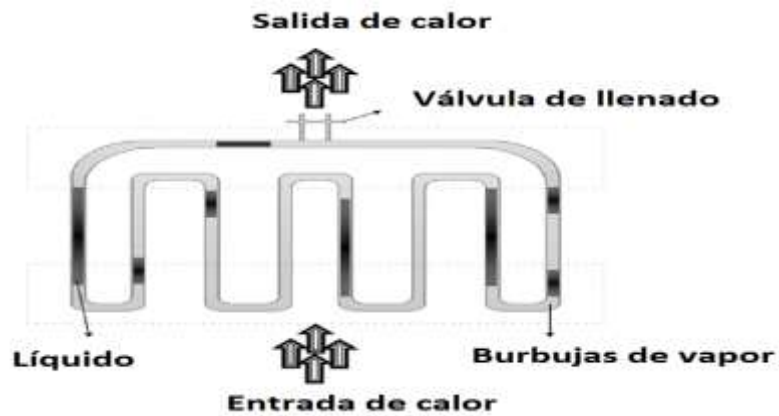
**Figura 1-7:** Construcción y principio de operación de un tubo de calor convencional Fuente: Adaptado de (Srimuang & Amatachaya, 2012).



- **Tubo de calor oscilante (OHP).**

Un tubo de calor oscilante, consiste en un canal de circuitos, evacuado y llenado con el fluido de trabajo, como se muestra en la Figura 1-8. La energía es transportada a través del calor latente de vapor y a través del calor sensible transferido por los líquidos. Cuando el tubo, en la sección del evaporador se pone bajo carga térmica, el fluido se evapora, aumentando la formación de burbujas y la presión de vapor, la cual se transfiere al líquido en la sección del condensador donde un enfriamiento resulta en una reducción de la presión de vapor y condensación de burbujas respectivamente. El mecanismo de transferencia de calor en un tubo de calor pulsante es el movimiento oscilante del fluido asociado con los fenómenos de cambio de fase (evaporación y condensación). El aumento y disminución de burbujas en las dos secciones conducen a un movimiento oscilante o palpitante dentro del tubo capilar (Chaudhry, Hughes, & Ghani, 2012).

**Figura 1-8:** Esquema de un tubo de calor oscilante. Fuente: Adaptado de Chaudhry et al., (2012).



- **Tubos cerrados de dos fases tipo termosifón (TCP)**

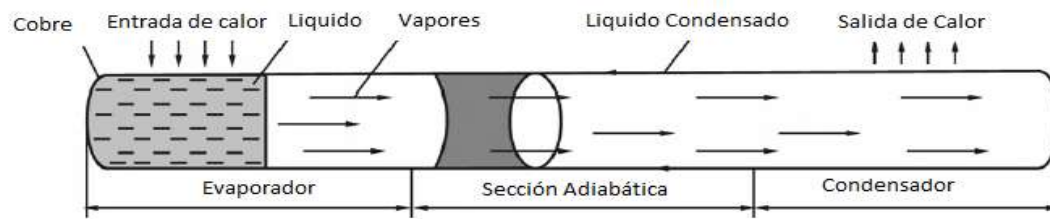
Los intercambiadores de calor cerrados de dos fases tipo termosifón (TCP) son dispositivos pasivos de transferencia de calor con una alta conductividad térmica. El coeficiente de conductividad térmica de un tubo de calor de termosifón puede ser en órdenes de magnitud mayor que la de los materiales sólidos altamente conductivos, tal como el cobre (Huminic, Huminic, Morjan, & Dumitrache, 2011).

Como se muestra en la

Figura 1-9, el tubo cerrado tipo termosifón se puede dividir en tres secciones:

- El evaporador que se encuentra cerca de la fuente de calor
- El condensador que se encuentra cerca del disipador de calor
- La sección adiabática en el medio del calor de termosifón

**Figura 1-9:** Construcción y principio de operación para un tubo cerrado de dos fases cerrado tipo termosifón. Fuente: Adaptado de Humnic et al., (2011).



Los tubos cerrados tipo termosifón pueden trabajar a temperaturas, superiores a los 600 °C, motivo por el cual el fluido de operación utilizado en los termosifones debe ser seleccionado para que coincida con el rango de temperatura de operación de interés. Para termosifones de alta temperatura, los fluidos de trabajo habituales son de metal líquido, que incluye potasio, sodio o litio. Estos metales líquidos son excelentes para la transferencia de calor, ya que tiene una alta conductividad, altos calores de vaporización, y un buen coeficiente de tensión superficial, sin embargo no son compatibles con los materiales cerámicos (Da Cunha & Mantelli, 2009).

Por la simplicidad con la que estos se pueden fabricar resultan adecuados para la construcción de intercambiadores con cambio de fase que pueden emplearse para la recuperación de calor de una corriente caliente con el objetivo de calentar otra corriente fría.

### **Aplicaciones de los tubos cerrados con cambio de fase tipo termosifón**

La investigación sobre intercambiadores de calor con tubos cerrados de dos fases cerrado tipo termosifón y sus aplicaciones en ingeniería térmica se conocen desde 1960, éstos se utilizan en diversas aplicaciones, como intercambiadores de calor para el enfriamiento en el campo de la electrónica, ingeniería química, recuperación de calor residual, generación de energía, sistemas de aire acondicionado, en aplicaciones de calentamiento de agua y colectores solares (Humnic et al., 2011).

## 1.2 Estado del arte

### 1.2.1 Secado de productos agrícolas

El secado es un proceso intensivo de energía y consume entre el 20 - 15 % de la energía usada en la industria de procesamiento de alimentos. La eficiencia energética del proceso y la calidad del producto deshidratado son dos factores importantes los procesos de secado (Kumar, Karim, & Joardder, 2014b).

Autores como Akpınar, (2010) han realizado el secado de hierbas aromáticas como la menta en un secado solar de tipo convectivo solar usando aire de manera forzada y natural, durante la experimentación hallaron una tasa de uso de energía entre el 7,8% y el 46,28% para deshidratar la menta. EL tiempo de secado fue 6,5 horas cuando el secador se usó con convección natural a cielo abierto, mientras que cuando se empleó aire forzado este tiempo se redujo a 3,5 h. Ayadi, Mabrouk, Zouari, & Bellagi, (2014) evaluaron el proceso de secado de menta verde a temperaturas de 40, 45, 50, 55°C, y a velocidades de 1,5, 1,2, 1, 0,8 m/S, encontrando la temperatura de secado el factor predominantes en el proceso de secado. El contenido de humedad se redujo de 80% a 10% aproximadamente en 6 horas cuando la temperatura de secado era 40 °C, mientras que el mismo contenido de humedad fue alcanzado en 4,6 horas cuando la temperatura de secado era 55°C.

La Universidad Nacional de Colombia sede de Bogotá, produce hierbas aromáticas en el invernadero de la facultad de agronomía y por medio de comercializadoras las exporta en fresco, a diferentes países entre los que están Canadá, Estados Unidos e Inglaterra recibiendo ingresos brutos anuales de casi 100 millones de pesos. Las hierbas aromáticas tienen gran demanda en el mercado internacional debido a sus usos culinarios tanto en fresco como en seco y en gran parte por sus aromas y sabores especiales. En cuanto al secado no hay proyectos existentes (Barreño, P., 2003). En Colombia se sigue exportando prácticamente en verde (Campo, 2014). La empresa Arcoíris con sede en Medellín actualmente seca sus hierbas aromáticas entre ellas el tomillo (*Thymus vulgaris*) en bandejas al sol no teniendo control sobre la temperatura y la humedad del proceso, disminuyéndose las propiedades organolépticas, teniéndose como resultado un producto no apto para el mercado interno. Esto hace que los principios activos se pierdan o se disminuya la concentración de estos y el secado no sea el adecuado, no existe un procedimiento de secado que

cumpla la norma NTC 4423 (ICONTEC, 1998). Tampoco existen cálculos del secador ni rendimiento, todo se hace empíricamente (Campo, 2014).

En Colombia, Campo, (2014) evaluó un secado mecánico para la deshidratación de tomillo desde 80% de contenido de humedad (b.h) hasta el 10%. El menor tiempo para alcanzar el contenido de humedad se presentó cuando el ventilador giraba a 2100 rpm y la temperatura de secado era 59°C, para esta combinación el tiempo de secado fue 8 horas aproximadamente. Velásquez-Santos & Acevedo-Álvarez, (2014) evaluaron el proceso de secado de 6 kg de orégano usando un como fuente de calor GLP para calentar el aire de secado, el tiempo empleado para deshidratar el orégano desde 85% de contenido de humedad (b.h) hasta el 15% fue 11 horas, a 40°C de temperatura de secado.

Según esta revisión, en Colombia no se evidencia el uso de calores residuales de plantas de generación en el secado de productos agrícolas, convencionalmente el secado se realiza mediante secadores solares, o del tipo convectivo que usan combustible para el calentamiento del aire de secado sin aprovechamiento alguno de la energía residual del proceso de combustión.

### **1.2.2 Recuperación de calores residuales para secado de productos**

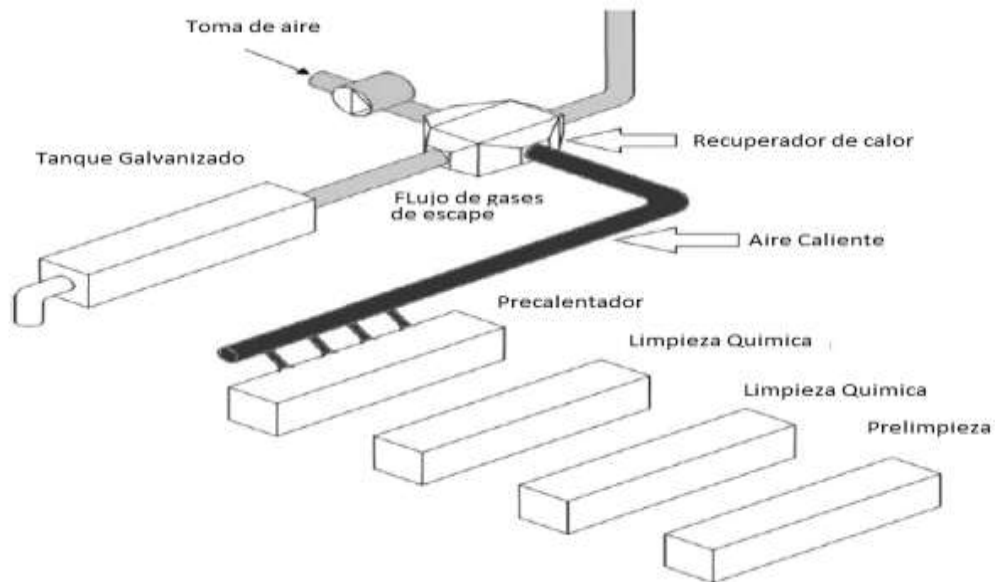
El Departamento de Energía de los EE.UU. reporta que las fuentes de calor residual disponibles en la industria son del valor de los 7400 PJ/año (1 Pentajoule es igual a  $10^{15}$  Joule), lo cual supera la actual producción de todas las fuentes de energía renovables combinadas. En Canadá, hay cerca de 2300 PJ/año de calor residual disponible. La agencia de Recursos Naturales de Canadá ha estimado que alrededor del 25% del calor podría ser recuperable mediante el uso de tecnologías existentes, lo que a su vez representa una reducción de 27b Mton/año (Billones de Mega toneladas anuales) de emisiones de gases de efecto invernadero (Zhang, 2012).

Zhang, (2012), resalta el trabajo de varios autores como Kilicaslan, quien propuso el uso de recuperadores de calores residuales en un proceso de galvanizado de acero, donde se desperdiciaba el 35% del calor en el proceso de combustión del gas natural usado en el horno, se propuso entonces la recuperación del calor mediante un esquema como se muestra en la

Figura 1-10.



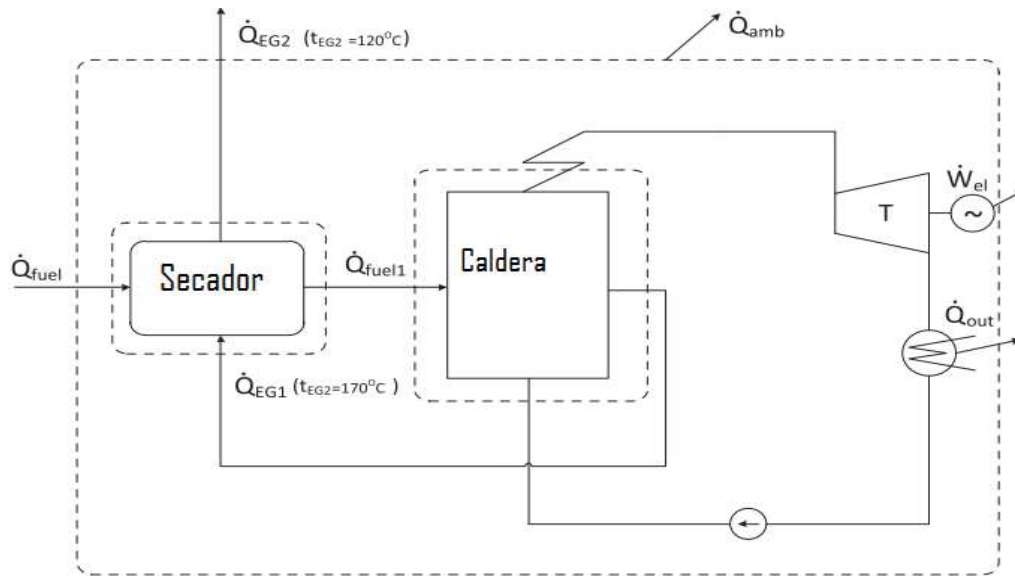
**Figura 1-10:** Recuperación de calor en proceso de galvanizado de metales. Fuente: Adaptado de Zhang, (2012).



Los gases de combustión ingresan a 350°C, estos fluyen dentro de tubos de diámetro pequeño contenidos en un intercambiador de recuperación de calor con el objetivo de calentar aire fresco mediante el paso de éste a través de los tubos que contienen los gases de escape, éstos abandonan el intercambiador a 150°C. El aire caliente puede ser usado para un precalentamiento químico, limpieza química, o precalentar una masa de aire para un proceso de combustión (Zhang, 2012).

Aziz et al.(2012), desarrollaron un sistema de secado de carbón por medio de la recuperación de calores residuales para secar carbón de bajo rango, donde la energía usada para el secado siempre estuvo en recirculación. Se realizó la comparación energética de un sistema convencional de secado con el sistema de recirculación de calores residuales, para el cual la reducción en el consumo de energía de secado fue del 70% frente al secado convencional. Łukowicz & Kochaniewicz, (2012), analizaron el efecto sobre la eficiencia de los quemadores a base de carbón marrón cuando éste era secado a través de la recuperación de calores residuales contenidos en los gases de escape de una caldera en el proceso de generación de energía, donde el 20 – 25% de la energía del proceso de combustión era usada para eliminar la humedad del carbón. La Figura 1-11 muestra el esquema de recuperación de calor en la caldera.

**Figura 1-11:** Diagrama de sistema con recuperación de calor para el secado de carbón marrón.  
Fuente: Adaptado de Łukowicz & Kochaniewicz, (2012).



Dónde:

$\dot{Q}_{fuel}$  es el calor disponible en el combustible a la entrada del secado

$\dot{Q}_{fuel1}$  es el calor disponible en el combustible a la salida del secador

$\dot{Q}_{amb}$  es el calor disipado al ambiente

$\dot{Q}_{EG1}$  es el calor proveniente de los gases de escape de la caldera

$\dot{Q}_{EG2}$  es el calor de los gases de escape a la salida del secado

$\dot{Q}_{out}$  es el flujo de calor disipado en el intercambiador de calor a la salida de la turbina

$\dot{W}_{ele}$  es la potencia eléctrica generada en la turbina

$T$  es la turbina.

La capacidad de la caldera en evaluación era de 900 MW, los gases de escape en la salida de la caldera tenían 170°C cuando se usaba carbón marrón como combustible, éstos se usaron para

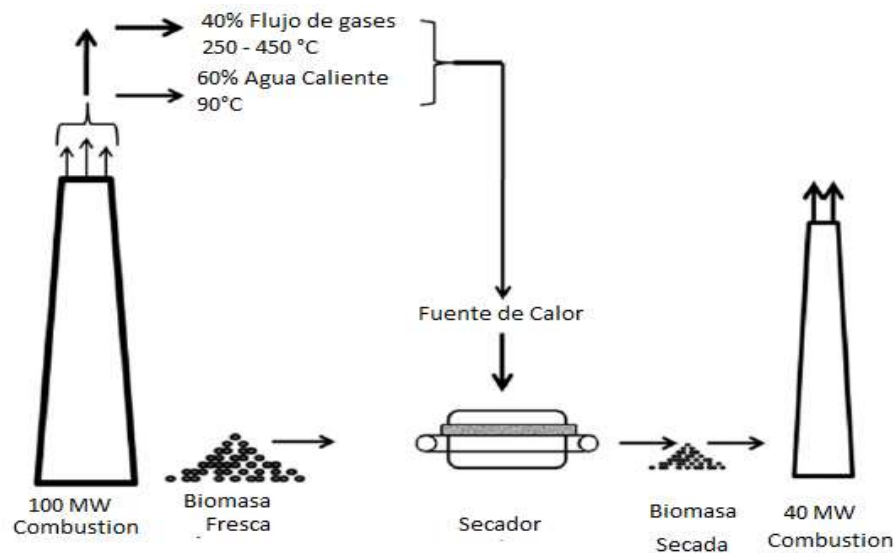
secar el carbón de alimentación aumentando la eficiencia en 1,66%, pasando de 44,74 % a una eficiencia de 46,40% luego del secado del carbón (Łukowicz & Kochaniewicz, 2012). La recuperación de calores residuales mediante el empleo de intercambiadores de calor con cambio de fase no solo puede emplearse en el precalentamiento de aire como ya se describió anteriormente, sino que también puede emplearse en el secado de combustibles sólidos como el carbón para eliminar la humedad presente en este y aumentar de esta manera la eficiencia de la combustión y si a esto se le suma el precalentamiento de aire de combustión la eficiencia podría aumentar más.

Ma, Weng, Su, & Pan, (2011) describieron el aprovechamiento de calores residuales de los gases de escape producidos en una planta de generación térmica para secar los desechos compactados de las aguas residuales en China. Estos gases de escape normalmente son emitidos al medio ambiente a una temperatura entre 160 y 200°C, el calor necesario para evaporar la humedad de las aguas residuales oscila entre los 1400-1700 BTU/kg de H<sub>2</sub>O evaporada. El 80% del costo del proceso de secado está asociado directamente al consumo de energía para secar el producto. Se realizó un estudio experimental con un flujo de 10<sup>5</sup> m<sup>3</sup>/h y 170 °C en los gases de escape, para evaporar la humedad de 100 toneladas de aguas residuales con 78% de humedad inicial, hasta llevarla a 30% de humedad en un secador. El sistema de secado resulto ser económico con un ahorro del 80% de los costos asociados al secado y con una reducción en las emisiones de CO<sub>2</sub> de 16400 ton/año. El secado de las aguas residuales generó material granulado que puede ser quemado como un nuevo combustible, o mezclado con carbón, como también puede emplearse en la fabricación ladrillos más resistentes.

Li et al. (2012) evaluaron la recuperación de calor de una planta de procesos con una capacidad instalada de 100 MW, para secar biomasa a base de pino con un contenido de humedad del 60%, para su posterior combustión en una planta de 40 MW. En la

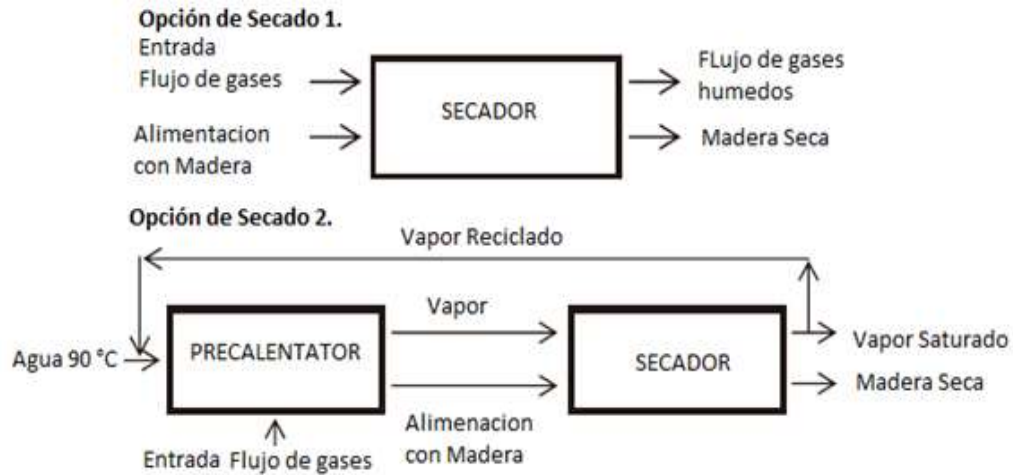
Figura 1-12 se muestra el esquema propuesto para la recuperación de calor desde una fuente de calor residual, donde el 40% de este calor proviene de los gases de escape y un 60% se encuentra en un flujo de agua a 90°C.

**Figura 1-12:** Diagrama del sistema para secado de biomasa. Fuente: Adaptado de Li et al.( 2012)



En la Figura 1-13 se pueden apreciar los dos aprovechamientos de los componentes del calor residual en la planta de procesos de 100 MW, donde la primera opción considera el flujo de gases de escape, mientras que la segunda opción usa el flujo de agua caliente a 90° con su respectivo recalentamiento a través de los gases de escape para consecuentemente secar la biomasa (Li et al., 2012). Se debe profundizar más el desarrollo de intercambiadores de calor que aprovechen de una manera más eficiente el calor contenido en los gases de escape.

**Figura 1-13:** Secado de biomasa por medio del flujo de gases de escape (opción 1), secado de biomasa a través de vapor sobrecalentado (opción 2). Fuente: Adaptado de Li et al.( 2012).



Mediante la experimentación Li et al.( 2012), concluyeron que los niveles de humedad en la biomasa pueden ser reducidos desde 1,5 a 0,1 kg agua/kg de biomasa, lo cual es satisfactorio para su posterior uso como combustible en un proceso de generación de energía. El uso de gases de escape como fuente de calor en el proceso de secado resulta ser más económico en costos de inversión, puesto que el empleo de vapor sobrecalentado demanda el uso de equipos más costosos para prevenir la corrosión. El tiempo de retorno de la inversión en este sistema de recuperación de calor fue de 4 años. Hirunlabh, Thiebrat, & Khedari, (2004), realizaron un estudio basado en la recuperación del calor residual en una planta de generación geotérmica de 300 kW, donde se empleó agua de la planta a 80°C en un intercambiador de calor agua – aire para el secado de 450 kg de chiles con una humedad inicial del 75% y una humedad final del 13%, también se secaron 220 kg de ajo con una humedad inicial de 75% y una humedad final del 55%, reportando el uso de 40,94 MJ/kg H<sub>2</sub>O evaporada para los chiles y 15,71 MJ/kg H<sub>2</sub>O evaporada para el ajo. Lo que equivale a 96.5% del calor recuperado para los chiles y un 38% del calor recuperado para el ajo. La recuperación de calores residuales puede emplearse en procesos de secado de productos agrícolas obteniendo valores de humedad aceptables, sin embargo, debe contemplarse el uso de un sistema que permita la eliminación de la humedad del aire de secado para aumentar su nivel deshidratación una vez este entre en contacto con los productos agrícolas.

Anderson, Elfgren, & Westerlund, (2014) realizaron un estudio en una planta de procesamiento de jugo de mora en Suecia, enfocando su interés especialmente en el proceso de secado de mora la cual debía secarse hasta 10% de humedad para evitar la fermentación durante la fabricación de jugo de mora. Mediante un balance de masa y transferencia de calor en la planta concluyeron que

---

el proceso de secado podría trabajar a plena carga mediante la recirculación del aire de secado y el suministro de calor desde un flujo de gases de escape proveniente de una caldera a 220°C. El proceso de secado en estudio demandaba una capacidad de 223 kW para secar 90 kg/h de mora, el proceso de producción de jugo requería 1262 kW, 24% del calor residual podría ser recuperado como energía térmica para el secado, la recuperación de calor mediante la recirculación de 10-80% del aire y el uso combinado de este aire con el flujo de gases de escape, disminuye la necesidad de calor en el secador desde 7 hasta 52%, reduciendo la demanda total de la planta de 1262 a 1145 kW.

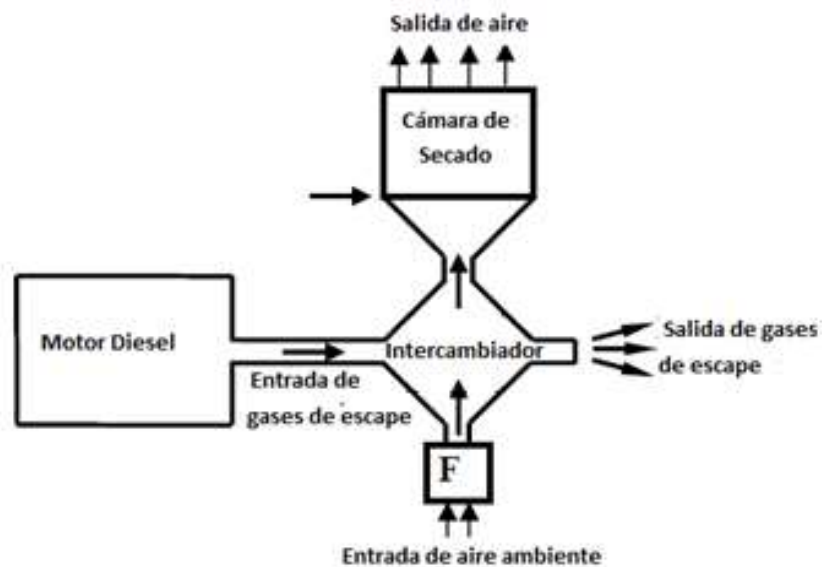
Basunia & Abe, (2008), estudiaron la recuperación de calor para secado de arroz desde un motor de combustión interna a gasolina de 1,43 kW, usado en las granjas para el bombeo de agua hacia los cultivos de arroz. El aire, luego de refrigerar el motor tenía la capacidad de elevar la temperatura del aire empleado para el secado de arroz entre 7-22 °C para un flujo másico de aire entre 1,21 y 12,6 kg/min, la temperatura del aire de secado puede alcanzar hasta 40°C mediante la recuperación de calor del motor operando a 3600 rpm, inclusive en días tropicales con temperatura ambiente de 27.1°C y 71% de humedad relativa. El calor necesario para secar 1 kg de arroz fue de 3,36 kJ/h con un suministro continuo del 93% del calor residual del sistema de enfriamiento del motor. El calor residual de motores con potencias desde 0,75 a 7,7 kW, con un área en la base del secador entre 0,35 a 3,8 m<sup>2</sup> y una tasa de flujo de aire de 2,5 a 26 m<sup>3</sup>/h puede secar entre 145 y 1515 kg de arroz en 22 horas con temperatura ambiente de 25°C y 90% de humedad relativa, este método de secado tiene un amplio potencial de uso en zonas rurales no interconectadas debido a la disponibilidad de calores residuales en los gases de escape generados por los motores de combustión interna empleados en la generación de energía eléctrica (Basunia & Abe, 2008). Si mediante el empleo de un motor de tan baja potencia es posible recuperar el calor residual baja como lo es el aire de enfriamiento del motor es posible realizar operaciones de secado de productos agrícolas, se esperaría que las capacidades de secado mediante el empleo de intercambiadores de calor con cambio de fase para recuperar la energía de los gases de escape de los motores con capacidades muy superiores como las instaladas en las zonas no interconectadas de Colombia sean más altas y reduzcan como mayor eficiencia la humedad de los productos a secar.

Akhter, Afroz, & Nabi, (2007), reportaron el empleo de un intercambiador de calor a contraflujo de tubos y aletas, y flujo no mezclado, para el secado de arroz mediante la recuperación de calor de un flujo de gases de escape proveniente de un motor diésel con una potencia de 9 kW. En la

Figura 1-14 se puede observar el esquema de recuperación de calor para el secado de arroz.

**Figura 1-14** Esquema de recuperación de calor de un flujo de gases de escape para secado de arroz.

Fuente: Adaptado de Akhter et al., (2007).



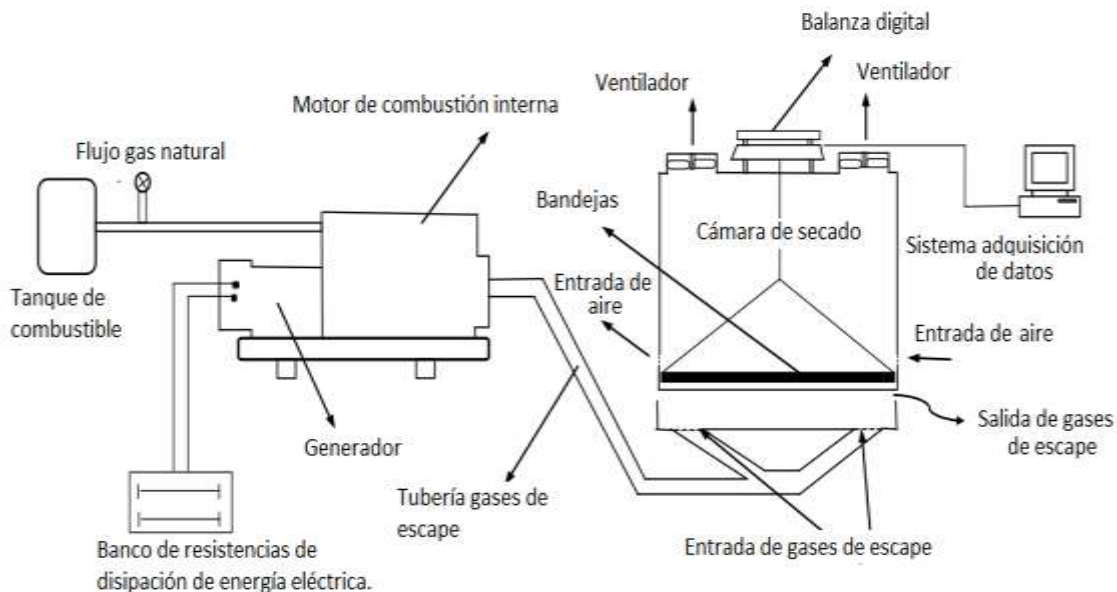
El flujo de gases de escape medido fue de  $7,75 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  a  $110^\circ\text{C}$ , y un régimen de operación de 1500 rpm, bajo estas condiciones, la temperatura a la entrada del intercambiador de calor fue  $110^\circ\text{C}$ , y  $100^\circ\text{C}$  en la salida, la temperatura del aire a la entrada fue de  $27^\circ\text{C}$  y  $50^\circ\text{C}$  a la salida.

Durante 1 hora de secado el contenido de humedad del arroz decreció entre un 12 y 18% desde una humedad relativa de 26,1 % (Akhter et al., 2007). La temperatura de los gases de escape reportada por Akhter et al., (2007) de 110°C es adecuada para evaporar el agua en un intercambiadores de calor con cambio de fase y aumentar la tasa de recuperación de calor, aumentando así la eficiencia en el proceso de secado.

Samadi, Ghobadian, Najafi, & Motevali, (2013), evaluaron un sistema de cogeneración para la generación de energía eléctrica y aprovechamiento de los calores residuales de un motor a gas natural con una potencia de 2 kW para el secado de rebanadas de banana. El comportamiento del sistema de cogeneración se caracterizó bajo condiciones de secado, para lo cual se establecieron 4 niveles de carga en el motor, 25, 50, 75 y 100%, mientras se realizaba el secado de rebanadas de banana con espesores de 3, 5 y 7 mm. En la

Figura 1-15 se muestra el esquema de cogeneración para la generación de energía y secado de banana aprovechando el calor residual del motor.

**Figura 1-15:** Sistema de cogeneración con recuperación de calor para secado de banana. Fuente: Adaptado de Samadi et al.,(2013).



Samadi et al., (2013) determinaron que la eficiencia global del sistema aumento entre un 11 y 20%, la máxima eficiencia se presentó cuando el motor operaba a 75% de su capacidad. El consumo específico de energía decrece con el espesor de las muestras, el cual estaba entre los 409 – 957



kWh/kg agua evaporada, y este fue menor para 75% de la carga del motor y un espesor de muestras de 3 mm, por lo tanto, el consumo de combustible también fue menor bajo estas condiciones. Aun a muy bajas potencias de motor es posible la recuperación de gases de escape para procesos de secado de productos agrícolas, debe estudiarse más la recuperación de grandes corrientes de gases de escape para el secado a gran escala, evaluando la eficiencia global del sistema, el ahorro de energía primaria en el proceso de secado y la reducción de los impactos ambientales.

La recuperación de calores residuales en procesos de secado resulta en una reducción del consumo de energía primaria. El calor residual aprovechado puede provenir del sistema de enfriamiento de un motor, de una corriente de gases de escape o del calor residual contenido en el aire cuando este abandona la cámara de secado. Tales estudios han sido realizados recuperando calores residuales en motores de baja potencia, lo que indica que implementar la recuperación de calores residuales en motores de media y alta potencia en zonas no interconectadas podría disminuir el consumo de energía que se genera en los procesos de secado y aumentar la eficiencia de éstos, así mismo como la reducción de las emisiones al medio ambiente. Los avances sobre las aplicaciones de tubos cerrados con cambio de fase han sido realizados por algunos investigadores. Lukitodubi, Akbarzadeh, & Johnson (1995), hallaron que la efectividad de la transferencia de calor en este tipo de intercambiador aumentaba con el área de transferencia de calor y con la reducción de la velocidad del aire cuando fueron empleados en la recuperación de calor en panaderías. Noie-Baghban & Majideian (2000), disminuyeron la temperatura del aire de renovación en un hospital de 55 – 49 °C cuando emplearon intercambiadores de calor con cambio de fase, reduciendo así el consumo de energía en el sistema de aire acondicionado. Nuntaphan, Tiansuwan, & Kiatsiriroat (2002), modificaron radiadores con tubo cerrados con cambio de fase y los utilizaron para la recuperación de calor residual en dispositivos aumentando la eficiencia de 30 a 60% cuando modificaban el fluido de trabajo al interior de los tubos. Wangnipparnto, Tiansuwan, Kiatsiriroat, & Wang (2003), estudiaron el rendimiento de un intercambiador de calor termosifón en condiciones normales temperatura bajo un campo eléctrico usando agua y refrigerante R-134a como fluidos de trabajo. Wu, Johnson, & Akbarzadeh (1997), mejoraron la capacidad de enfriamiento de un sistema de air acondicionado entre 20 - 32,7% y hallaron que es posible reemplazar los calentadores eléctricos para el control de la humedad por intercambiadores de calor con cambio de fase cuando es necesario conservar una humedad del 70% en el espacio acondicionado.

De manera resumida las aplicaciones de los intercambiadores con tubos de calor con cambio fase se pueden dividir en tres categorías principales (Noie-Baghban & Majideian, 2000):

- La recuperación de calor en sistemas de aire acondicionado.
- La recuperación de calor de la corriente de gases de escape para emplearse nuevamente en el proceso.
- La recuperación de calor de los gases de escape para precalentar el aire para la calefacción de espacios.

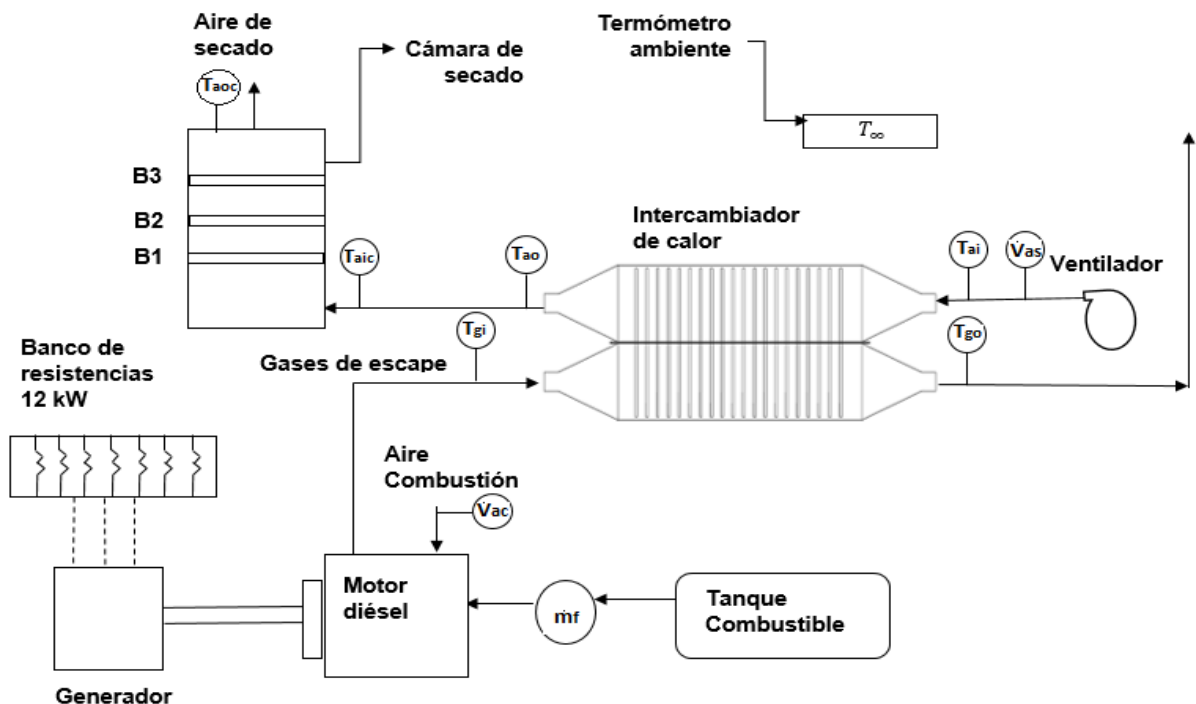
## 2. Metodología

### 2.1 Metodología experimental para el secado

El sistema empleado para la cogeneración estaba compuesto por un motor de combustión interna tipo diésel, acoplado a un generador eléctrico, el cual operaba a su máxima velocidad (1800 rpm).

En la Figura 2-1 se muestra un esquema del sistema de cogeneración empleado para la generación de energía y secado de hierbabuena.

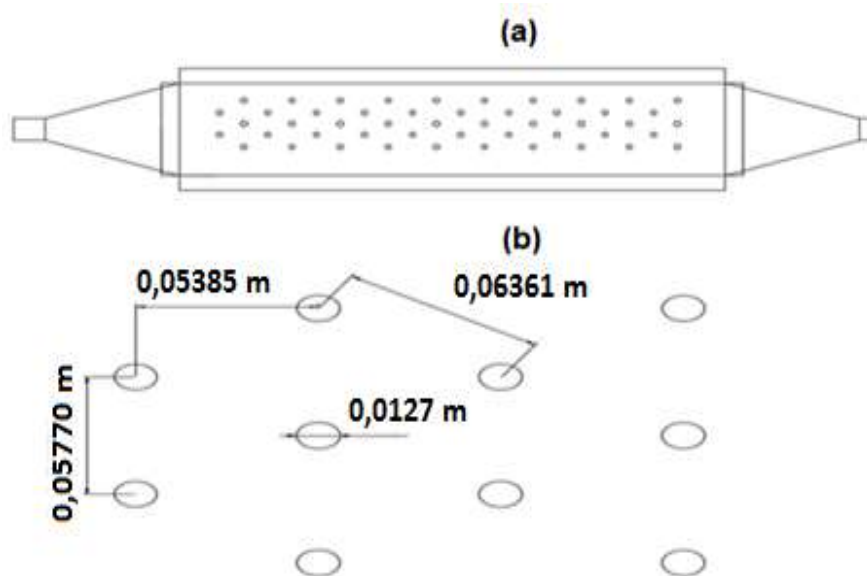
**Figura 2-1:** Esquema para el secado con recuperación de calor. Fuente: Elaboración propia.



La potencia generada, equivalente a 12 kW era disipada a un banco de resistencias. Los gases de escape se hicieron pasar a través de la sección de evaporación de un intercambiador de calor con tubos de cambio de fase, mientras el aire de secado, haciendo uso de un ventilador centrífugo se hacía circular a contraflujo en la sección de condensación. Las prueba y réplica llevadas a cabo de

manera experimental, se realizaron el intercambiador de calor con tubos de cambio de fase con una disposición escalonada, compuesto por 50 tubos y espaciados entre sí como se muestra en la Figura 2-2. Los tubos de cambio de fase contenían agua en su interior.

**Figura 2-2:** Distribución de los tubos en el intercambiador de calor para confirmación escalonada.



De la Figura 2-1

$\dot{m}_f$ : el flujo másico de combustible en  $kg/s$  y se determinó empleando un medidor de flujo tipo Coriolis marca Siemens referencia SITRANS 2100DI, con una incertidumbre de 0,1% de la tasa de caudal másico.

$\dot{V}_{ac}$ : es el flujo volumétrico de aire de combustión en  $m^3/s$  y se midió empleando un anemómetro de aletas marca Dwyer Modelo 9671 con una exactitud de  $\pm 5\%$  de la lectura.

$\dot{V}_{as}$ : es el flujo volumétrico de aire de secado en  $m^3/s$  suministrado por el ventilador y se midió empleando un anemómetro de aletas marca Dwyer Modelo 9671 con una exactitud de  $\pm 5\%$  de la lectura.

$T_{ai}$ : es la temperatura en  $^{\circ}C$  del aire de secado a la entrada del intercambiador de calor

$T_{ao}$ : es la temperatura en  $^{\circ}C$  del aire de secado a la salida del intercambiador de calor

$T_{aic}$ : es la temperatura en  $^{\circ}C$  del aire a la entrada de la cámara de secado

$T_{aoc}$ : es la temperatura en °C del aire a la salida de la cámara de secado

$T_{gi}$  : es la temperatura en °C de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor

$T_{go}$ : es la temperatura en °C de los gases de escape a la salida del intercambiador.

$T_{\infty}$ : es la temperatura en °C del ambiente

Todas las temperaturas se midieron empleado termopares tipo k y un termómetro marca Extech modelo EA15 con una incertidumbre para termopares tipo K de  $\pm 0,05\% + 0,75^{\circ}\text{C}$  de la lectura.

Para la elaboración de la prueba y la réplica de secado se empleó hierbabuena como materia prima en un esquema de recuperación de calor empleando gases de escape del motor diésel, el calor residual de los gases de escape fue recuperado a través de un intercambiador de calor con cambio de fase para el calentamiento del aire de secado impulsado por el ventilador centrifugo, el aire posteriormente ingresó a la cámara de secado para la deshidratación de la hierbabuena.

Para el procedimiento de secado se empleó una cámara de secado compuesta de 3 bandejas ( $B1, B2$  y  $B3$ ), inicialmente se instalaron en cada una de las bandejas 500 gr de hierbabuena, el peso de las bandejas con hierbabuena fue medido empleando una balanza marca KERN referencia DS60K0.2, mediante el uso de ésta se determinó el peso de la hierbabuena en estado húmedo. Con el objetivo de determinar la reducción del contenido de humedad a lo largo del proceso de secado, durante la operación del sistema se tomaron medidas del peso de las bandejas 1, 2 y 3 ( $w_{b1}, w_{b2}, w_{b3}$ ) cada 10 minutos en un periodo de 70 minutos.

Las características de los equipos empleados en la medición se resumen en la Tabla 2-1.

**Tabla 2-1:** Características de los equipos empleados en el sistema para secado con recuperación de calor. Fuente: Adaptado de Cacia, Olmos-Villalba, Herrera, & Gallego, ( 2016).

Equipo	Características	Especificaciones
Motor	Referencia	YANMAR 3TNE84, DI, 4 tiempos, 3 cilindros, aspiración natural, enfriado por agua.
	Potencia	14,8 kW

Generador trifásico	Referencia	MECC ALTE - ECO28 3L/2
	Eficiencia	88% a plena carga
	RPM	1800
Ventilador	Tipo	Ventilador Centrifugo
	Potencia	0,36 kW
	RPM	2100
Intercambiador de calor	Tipo	Tubería de cobre. Tubos de cambio de fase tipo termosifón
	Cantidad de tubos	50
	Distribución de los tubos	Escalonada
	Pasos	$S_L = 0,05385 \text{ m}$
		$S_T = 0,05770 \text{ m}$
$S_D = 0,006361 \text{ m}$		
Cámara de secado	Tipo	De bandejas
	Cantidad de bandejas	3
	Dimensiones de la cámara de secado WxDxH	0,51 x 0,51 x 1,05 m

## 2.2 Metodología para determinar el contenido de humedad del producto

El método para determinar la cantidad de agua presente en la muestra se basó en la pérdida de peso por calentamiento en un analizador termogravimétrico, refiriendo su peso al peso total de la muestra y expresada en porcentaje. El procedimiento seguido fue el siguiente:

- Se pesó en un recipiente previamente tarado 3. gramos de muestra
- Se instaló el recipiente con la muestra en el analizador termogravimétrico y se mantuvo la temperatura a 105°C durante 4 horas. El periodo de tiempo inicia cuando se alcanza la temperatura deseada.

- Después del tiempo requerido, se transfirió el recipiente al desecador y se esperó hasta que se alcanzó la temperatura ambiente (20 minutos aproximadamente)
- Se pesó en la balanza analítica
- Se colocó la muestra en el analizador termogravimétrico nuevamente por 30 minutos
- Se retiró de del analizador termogravimétrico y se dejó enfriar nuevamente en el desecador y se pesó nuevamente.

El contenido inicial de humedad de la hierbabuena fue medido usando un analizador termogravimétrico marca TA Instruments modelo Q6000 SDT.

Para determinar el contenido de humedad en base humedad a partir de la pérdida de peso de la muestra se empleó la ecuación (2-1)

$$CH_{im} = \frac{m_{im} - m_{fm}}{m_{im}} \times 100 \quad (2-1)$$

Donde;

$m_{im}$ : peso en miligramos de la muestra de hierbabuena húmeda

$m_{fm}$ : peso en miligramos de la muestra de hierbabuena seca

La masa en kilogramos de agua inicial presente en la hierbabuena para cada bandeja se calculó según la ecuación (2-2).

$$W_a = \frac{w_{pi} \times CH_{im}}{100} \quad (2-2)$$

Donde

$w_{pi}$  es el peso inicial en kilogramos de hierbabuena por cada bandeja

Si se tiene en cuenta que la cámara de secado tiene una capacidad para 3 bandejas, el peso total inicial de la hierbabuena empleada en la prueba y en la réplica se calculó de acuerdo a la ecuación (2-3).

$$w_{tpi} = 3 * w_{pi} \quad (2-3)$$

Teniendo en cuenta que son 3 bandejas las que componen la cámara de secado, el peso en kilogramos total de agua inicial se calculó según la ecuación (2-4).

$$w_{ta} = 3 * w_a \quad (2-4)$$

Durante el proceso de secado el peso seco de la hierbabuena en cada bandeja se mantuvo constante, y este se determinó de acuerdo a la ecuación (2-5).

$$w_s = w_{pi} \left(1 - \frac{CH_{im}}{100}\right) \quad (2-5)$$

A partir de los datos obtenidos de la experimentación de secado para la prueba y la réplica realizada, se determinó la curva del contenido de humedad de la hierbabuena como una función del tiempo, para tal fin se empleó la ecuación (2-6).

$$CH_h(t) = \left[ \frac{w_a(t)}{w_p(t)} \right] x 100 \quad (2-6)$$

Donde

$w_p(t)$  representa el peso en base húmeda del producto para cada uno de los instantes de las mediciones.

$w_a(t)$  es la cantidad de agua de la hierbabuena en el tiempo y se calculó según la ecuación (2-7).

$$w_a(t) = w_p(t) - w_s \quad (2-7)$$

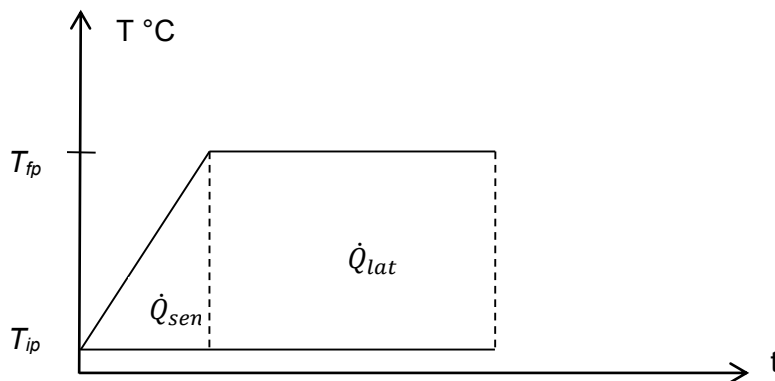


### 2.3 Metodología para calcular el calor empleado en el proceso de secado

Durante el proceso de secado de hierbabuena se presentan dos tipos de calentamiento; un proceso de calentamiento sensible ( $\dot{Q}_{sen}$ ), donde no existe evaporación del agua presente en el producto, y otro proceso de calentamiento latente ( $\dot{Q}_{lat}$ ), donde el contenido agua de la muestra se evapora a la temperatura de secado correspondiente.

Durante el proceso de calentamiento sensible se absorbe el calor necesario para llevar el agua contenida en la hierbabuena desde una temperatura ambiente inicial hasta la temperatura final de secado alcanzada en la prueba y en la réplica realizada, luego de éste proceso, se absorbe el calor latente necesario para evaporar el agua contenida en la hierbabuena, la cual se elimina a temperatura constante. Este proceso de secado se puede visualizar como se muestra en la Figura 2-3.

**Figura 2-3:** Temperatura del agua en la muestra vs tiempo en un proceso de secado. Fuente: Elaboración propia.



El calor total suministrado al producto durante el proceso de secado, desde la temperatura de entrada (T<sub>ip</sub>) hasta la temperatura final de secado (T<sub>fp</sub>), se calculó como la suma del calor sensible más el calor latente de evaporación del agua, según la ecuación (2-8)

$$\dot{Q}_{H_2O} = \frac{[(m_{H_2O})_e C_{p H_2O} (T_{fp} - T_{ip})] + (m_{H_2O})_e h_{fg}}{t} \tag{2-8}$$

Donde:

$t$  es tiempo en segundos empleado en la prueba y la réplica de secado.

$h_{fg}$  es la entalpia de cambio de fase del agua a la temperatura promedio de secado  $T_{fp}$ .

$(m_{H_2O})_e$  es la cantidad total de agua evaporada en el proceso de secado y se calculó según la ecuación (2-9).

$$(m_{H_2O})_e = w_{ta} - [w_a(70)_1 + w_a(70)_2 + w_a(70)_3] \quad (2-9)$$

Donde:

$w_a(70)$  es la cantidad de agua que tiene la hierbabuena transcurridos 70 minutos (tiempo en el que finaliza la prueba).

Los subíndices 1,2 y 3 hacen referencia a las posiciones de las bandejas.

Los valores de  $C_{p H_2O}$  se evaluaron a la temperatura media aritmética entre el ambiente y la temperatura de secado de la hierbabuena, mientras que la entalpia de vaporización ( $h_{fg}$ ) del agua se evaluó a la temperatura promedio de secado  $T_{fp}$ . La temperatura inicial  $T_{ip}$  del producto se asumió como la temperatura promedio del ambiente.

La eficiencia térmica del proceso de secado para la prueba y la réplica se calculó según la ecuación (2-10)

$$\eta_{ts} = \frac{\dot{Q}_{H_2O}}{\dot{Q}_d} \quad (2-10)$$

Donde:

$\eta_{ts}$  es la eficiencia térmica de secado

$\dot{Q}_d$  es el calor disponible para el proceso de secado y se calculó según la ecuación (2-11)

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{as} C_{pa} (T_{aic} - T_{ref}) \quad (2-11)$$

Donde:

$T_{aic}$  representa la temperatura promedio del aire a la entrada de la cámara

$T_{ref}$  es la temperatura de referencia para calcular el calor disponible para el proceso de secado, esta se asumió como la temperatura promedio del ambiente  $T_{\infty}$

La eficiencia global del proceso se calculó como la suma de la potencia entregada por el motor más el calor aprovechado en el proceso de secado y su relación con la energía disponible en el combustible. La ecuación (2-12) resume este procedimiento

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_{H_2O} + Pot_d}{\dot{m}_f PCI} \quad (2-12)$$

Donde

$Pot_d$ : es la potencia eléctrica generada por el motor, la cual fue 12000 W

$\dot{m}_f$ : es el flujo másico promedio de combustible diésel en  $kg/s$

$PCI$ : es el poder calorífico inferior del combustible diésel, el cual equivale a  $43 \times 10^6 \frac{J}{kg}$

#### **Eficiencia térmica de la planta diésel**

Con el fin de comparar el aumento de la eficiencia de la planta de cogeneración con la eficiencia del motor acoplado únicamente al generador de energía se calculó la eficiencia térmica del motor de acuerdo a la ecuación (2-13).

$$\eta_m = \frac{Pot_d}{\dot{m}_f PCI} \quad (2-13)$$

## **2.4 Metodología experimental de la transferencia de calor y la efectividad en el intercambiador de calor**

Conocidos los flujos másicos y las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos (gases de escape y aire de secado) en el intercambiador se determinaron la tasa de transferencia de calor de

los gases de escape al aire de secado, el calor cedido por los gases de escape y la efectividad del intercambiador.

La tasa de transferencia de calor experimental total de los gases de escape al aire de secado se calculó de acuerdo a la ecuación (2-14).

$$\dot{Q}_{te} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{ao} - T_{ai}) \quad (2-14)$$

Donde

$\dot{Q}_{te}$  : representa la tasa de transferencia experimental de calor en  $W$  desde los gases de escape hacia al aire de secado.

$\dot{m}_a$  : es el flujo másico de aire a través del intercambiador y se calculó según la ecuación (2-15).

$$\dot{m}_a = \rho_a * \dot{V}_{as} \quad (2-15)$$

$\rho_a$  : es la densidad del aire de secado a la temperatura de entrada a la entrada del intercambiador de calor.

$\dot{V}_{as}$  : es el flujo volumétrico de aire de secado medido a la entrada del intercambiador de calor

$c_{pa}$  : es el calor específico del aire a la temperatura promedio entre la entrada y la salida del intercambiador de calor.

$T_{aoe}$  : es la temperatura del aire medida a la salida del intercambiador.

$T_{aie}$  : es la temperatura del aire medida a la entrada del intercambiador.

La incertidumbre de la tasa de transferencia de calor experimental se calculó de acuerdo a la ecuación (2-16).

$$\pm \dot{Q}_{te} = \sqrt{\left(\frac{d\dot{Q}}{d\dot{m}}\right)^2 (u_{\dot{m}_a})^2 + \left(\frac{d\dot{Q}}{c_p}\right)^2 (u_{c_{pa}})^2 + \left(\frac{d\dot{Q}}{d\Delta T}\right)^2 (u_{\Delta T})^2} \quad (2-16)$$

Donde  $u$  representa la incertidumbre del equipo empleado para la medición de las diferentes variables en los experimentos realizados.

La efectividad en la transferencia de calor se puede definir como la relación entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima posible como se indica en la ecuación (2-17).

$$\varepsilon_{hxe} = \frac{\dot{Q}_{te}}{\dot{Q}_{max}} \tag{2-17}$$

Al igual que para la tasa de transferencia de calor se determinó la incertidumbre en el cálculo de la efectividad haciendo uso de la ecuación (2-16) pero adaptando ésta a las variables implicadas en el cálculo de la efectividad.

La razón de la transferencia de calor máxima que se puede dar en el intercambiador de calor se determinó mediante la ecuación (2-18).

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{gi} - T_{ai}) \tag{2-18}$$

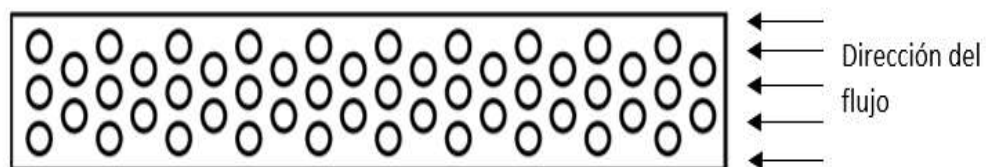
Donde  $C_{min}$  es la razón de capacidad calorífica menor entre los gases de escape y el aire de secado, y estas pueden calcularse según las ecuaciones (2-19) y (2-20) respectivamente.

$$C_a = \dot{m}_a C_{pa} \tag{2-19}$$

$$C_g = \dot{m}_g C_{pg} \tag{2-20}$$

Los cálculos anteriores se realizaron para una configuración escalonada al interior de condensador del intercambiador con cambio de fase como se muestra en la Figura 2-4.

**Figura 2-4:** Configuración geométrica de los tubos de cambio de fase en el intercambiador de calor.  
Fuente: Elaboración propia



## 2.5 Metodología numérica para evaluar la transferencia de calor en el intercambiador de calor de tubos de cambio de fase

Con el objetivo de predecir la temperatura de salida del aire de secado en zona de condensación ( $T_{ao}$ ), la temperatura de los gases a la salida ( $T_{go}$ ) y la tasa de transferencia de calor total ( $\dot{Q}_t$ ) se realizaron varios algoritmos que permitieron predecir dichos valores.

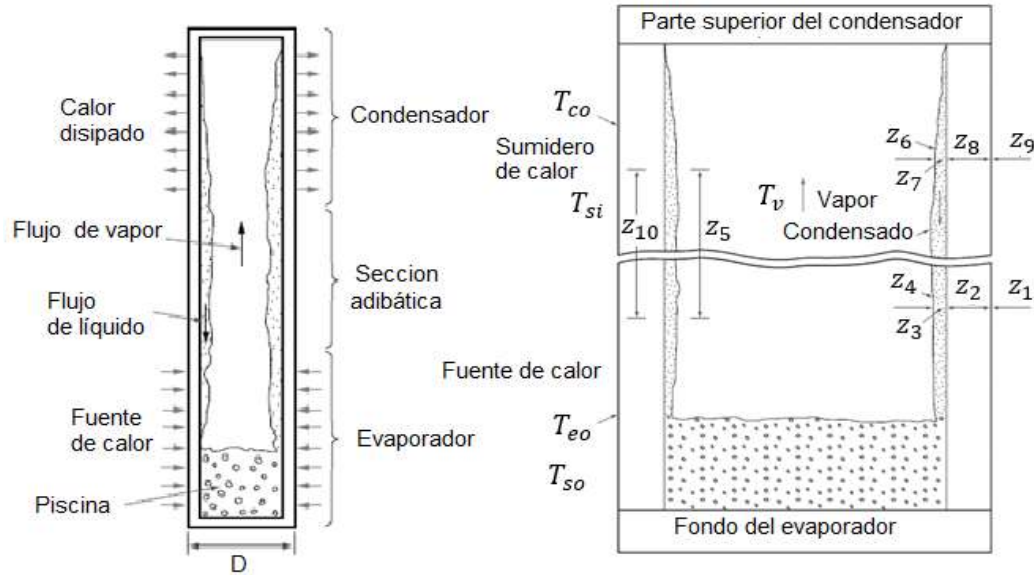
Para la elaboración del modelo que predijo la transferencia de calor se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los tubos de cobre son de sección circular y uniforme.
- El fluido de trabajo en los tubos es un solo componente sin presencia de gases no condensables.
- No existe una malla capilar.
- En ángulo de inclinación de los tubos respecto a la dirección del flujo es de 90°.
- La fuerza de gravedad obliga al líquido a fluir desde el evaporador hasta el condensador.
- Cualquiera de las temperaturas desconocidas se calcula, según sea necesario; si no se da la tasa de transferencia de calor, debe determinarse por ensayo y error para satisfacer las temperaturas prescritas.
- Los análisis tienen en cuenta los efectos de la configuración geométrica en el banco de tubos.

El intercambiador de calor con tubos de cambio de fase está compuesto por tubos tipo termosifón, tubos que en su interior tienen un volumen de agua que se evapora al paso de los gases de escape a alta temperatura. La transferencia de calor en este tipo de intercambiadores se ve afectada por las resistencias térmicas que genera el fluido al interior del tubo en sus estados de vapor y de líquido, la resistencia térmica de las paredes del tubo y las resistencias térmicas al exterior de los tubos. El análisis se realizó con base en el esquema mostrado en la

Figura 2-5.

**Figura 2-5:** Funcionamiento de un tubo termosifón y esquema de resistencias térmicas Fuente: Adaptado de (ESDU, 1983).



### 2.5.1 Resistencia térmica total

Cuando un tubo termosifón opera bajo su máxima tasa de transferencia de calor, el rendimiento de éste puede ser caracterizado por su resistencia térmica total  $z$ .

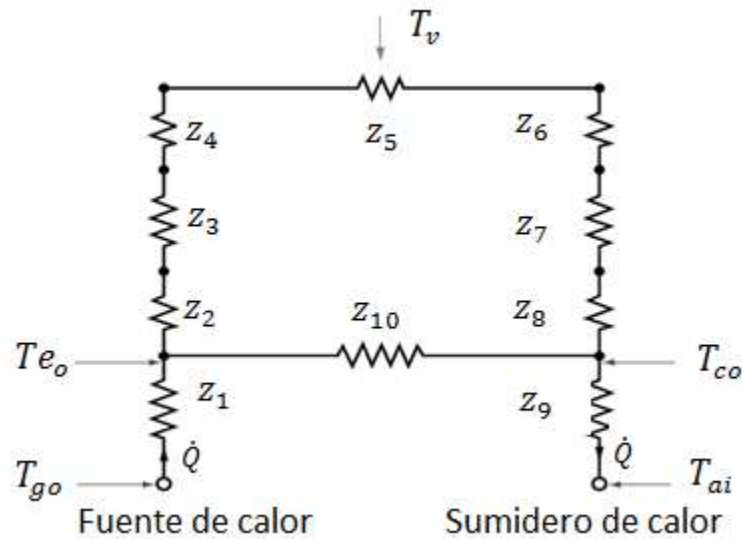
La tasa de transferencia de calor de acuerdo al modelo matemático planteado ( $\dot{Q}_{tm}$ ), la diferencia efectiva de temperaturas entre la fuente y el sumidero de calor ( $\Delta T_e = T_{so} - T_{si} - \Delta T_h$ ), están relacionadas por la ecuación (2-21).

$$\dot{Q}_{ga-t} = \frac{\Delta T_e}{z} \tag{2-21}$$

La resistencia térmica total se puede representar por la red idealizada de resistencias térmicas desde  $z_1$  a  $z_{10}$  como se muestra en la

Figura 2-6.

**Figura 2-6:** Red de resistencias eléctricas en un termosifón. Fuente: Adaptado de (ESDU, 1983).



Dónde:

- $T_{go}$  Temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador
- $T_{eo}$  Temperatura exterior de los tubos en la zona de evaporación
- $z_1$  Resistencia térmica entre la superficie externa de evaporador y la fuente de calor
- $z_2$  Resistencia térmica a través de la pared del evaporador
- $z_3$  Resistencia térmica interna de la capa de condensado en la zona de evaporación
- $z_4$  Resistencia térmica entre la fase liquido - vapor en el evaporador
- $z_5$  Resistencia térmica efectiva debida a la caída de presión del vapor
- $T_v$  Temperatura de vapor del fluido al interior de los tubos
- $z_6$  Resistencia térmica entre la fase liquido - vapor en el condensador
- $z_7$  Resistencia térmica interna de la capa de condensado en la zona de condensación
- $z_8$  Resistencia térmica a través de la pared del condensador
- $z_9$  Resistencia térmica entre la superficie externa del condensador y la fuente de calor



$z_{10}$	Resistencia térmica axial en la pared del tubo
$T_{co}$	Temperatura exterior de los tubos en la zona de condensación
$T_{ai}$	Temperatura del aire a la entrada del intercambiador

La primera aproximación para el cálculo de la tasa de transferencia de calor en el intercambiador con cambio de fase se realizó considerando que las resistencias térmicas internas eran despreciables, al igual que la resistencia térmica axial en la pared del tubo ( $z_{10}$ ), es decir;  $z_3 = z_4 = z_5 = z_6 = z_7 = z_{10} = 0$ .

A continuación se describen los procedimientos empleados para calcular,  $z_1, z_2, z_8, z_9$ .

- **Resistencia térmica entre los gases de escape y la superficie externa del evaporador ( $z_1$ ).**

Esta resistencia es la que se crea en la superficie externa del evaporador y la fuente de calor en la zona de evaporación del termosifón, es función del coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h_{eo}$ ) y el área de transferencia de calor ( $S_{eo}$ ) y se calculó según la ecuación (2-22).

$$z_1 = \frac{1}{h_{eo}S_{eo}} \quad (2-22)$$

Dónde:

$S_{eo}$  es el área de transferencia de calor en la sección de evaporación y se calculó según la ecuación (2-23).

$$S_{eo} = \pi D_o l_e N_T \quad (2-23)$$

Donde

$D_o$  es el diámetro exterior de los tubos de cambio de fase

$l_e$  es la longitud del tubo en la sección de evaporación

$N_T$  es el número total de tubos en el intercambiador

$h_{eo}$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el evaporador. Posteriormente describe el procedimiento empleado para el cálculo de este coeficiente.

- **Resistencia térmica entre el aire de secado y la superficie externa del condensador ( $z_9$ ).**

Es la resistencia que se crea en la superficie externa del condensador y el aire de secado en la zona de condensación del termosifón, es función del coeficiente convectivo de transferencia de calor en esta zona ( $h_{co}$ ) y el área de transferencia de calor ( $S_{co}$ ) y se relacionan por la ecuación (2-24).

$$z_9 = \frac{1}{h_{co}S_{co}} \quad (2-24)$$

El área de transferencia de calor  $S_{co}$ , se calculó según la ecuación (2-24).

$$S_{co} = 2\pi D_o l_c N_T \quad (2-25)$$

$l_c$  representa la longitud de los tubos de cambio de fase en la sección de condensación

$h_{co}$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el condensador. Posteriormente describe el procedimiento empleado para el cálculo de este coeficiente.

El flujo a través de bancos de tubos se estudia de manera experimental, ya que es demasiado complejo para tratarse de manera analítica, el interés principal es el cálculo del coeficiente de transferencia de calor promedio para todo el banco de tubos, el cual depende del número de filas a lo largo del flujo, así como la disposición y el tamaño de los tubos (Cengel, Yunus A and Ghajar, Afshin Jahanshahi and Ma, 2011). Para calcular los coeficientes convectivos  $h_{eo}$  y  $h_{co}$  se emplearon las correlaciones experimentales de Zukauskas para flujo cruzado sobre bancos de tubos, la incertidumbre en los valores calculados mediante este método es de  $\pm 15\%$ . El procedimiento y las consideraciones para emplear este método se describen a continuación.

- **Calculo de los coeficientes convectivos externos de transferencia de calor en las zonas de evaporación ( $h_{eo}$ ) y condensación ( $h_{co}$ ).**

Las resistencias térmicas  $z_1$  y  $z_9$  descritas en las ecuaciones (2-22) y (2-24) están en función del coeficiente promedio de transferencia de calor por convección en la zona de evaporación ( $h_{eo}$ ) en la zona de condensación ( $h_{co}$ ) respectivamente. Éstos se determinaron de manera iterativa empleando las correlaciones de Zukauskas para bancos de tubos como sigue a continuación.

Para realizar el cálculo de los coeficientes convectivos se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- La posición del banco de tubos es perpendicular respecto a la entrada del flujo
- Puesto que la combustión del diésel es una combustión que se da con una mezcla rica en aire, las propiedades de los gases de escape a la salida del motor se pueden idealizar como las propiedades del aire a la misma temperatura de éstos a la salida del motor.
- Las propiedades y números adimensionales del fluido se evalúan en las tablas del fluido correspondiente a la temperatura media aritmética del fluido que pasa a través del banco de tubos y a la temperatura de pared del tubo, además las propiedades se asumen constantes a lo largo del banco de tubos. Estas propiedades son el calor específico ( $C_p$ ), conductividad térmica ( $\lambda$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), mientras que los números adimensionales son el número de Prant ( $Pr$ ) y numero de Reynolds ( $Re$ )
- La presión del agua al interior de los tubos corresponde a la presión atmosférica, por lo tanto, su temperatura de evaporación corresponde a la temperatura de saturación a la presión dada.
- La temperatura de pared evaporador ( $T_{we}$ ) y del condensador ( $T_{wc}$ ) es igual a la temperatura del fluido al interior de los tubos.

De manera general, si la temperatura de entrada  $T_i$ , del flujo que atraviesa el banco de tubos es conocida, y se desconoce la temperatura de salida  $T_o$  del fluido, se puede asumir la temperatura media aritmética del fluido a lo largo del banco de tubos como  $T_{b,m}$ , la cual deberá compararse con la temperatura media aritmética obtenida al final de los cálculos ( $T_m$ ) de acuerdo a la ecuación (2-26).

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (2-26)$$

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales, para el número de Nusselt promedio con flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general se puede analizar según la ecuación (2-27).

$$Nu_D = \frac{hD_o}{\lambda} = C Re_D^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (2-27)$$

De la ecuación (2-27), las constantes  $C$ ,  $m$ ,  $n$ , dependen del valor del número de Reynolds,  $Re$ . En la Tabla 2-2 se dan las correlaciones explícitamente para  $0.7 < Pr < 500$  y  $0 < Re < 2 \times 10^6$ .

**Tabla 2-2:** Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos.

Fuente: Adaptado de (Lewandowski, 2015).

Disposición	Rango de $Re_D$	Correlación	
	0 – 100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-28)
Alineados	100 – 1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-29)
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-30)
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-31)
Escalonados	0 – 500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-32)
	500 – 1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-33)
	1000 – $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 \left( \frac{S_t}{S_l} \right)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-34)
	$2 \times 10^5$ – $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 \left( \frac{S_t}{S_l} \right)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$	(2-35)

Todos las propiedades, excepto  $Pr_w$ , se evaluaron a la temperatura media aritmética asumida de del fluido  $T_m$  (asumida),  $Pr_w$  se evaluó a la temperatura de la pared del tubo  $T_w$ .

El número de Reynolds  $Re_D$ , se evaluó a la temperatura media aritmética  $T_m$  (asumida) del fluido a través del banco de tubos. Mediante la ecuación (2-36) se calculó el número de Reynolds  $Re_b$ .

$$Re_D = \frac{G_{max} D_o}{\mu_b} \tag{2-36}$$

Dónde:

$G_{max}$  es el flujo másico por unidad de área transversal y se calculó según la ecuación (2-37).

$$G_{max} = \rho_b V_{max} \tag{2-37}$$

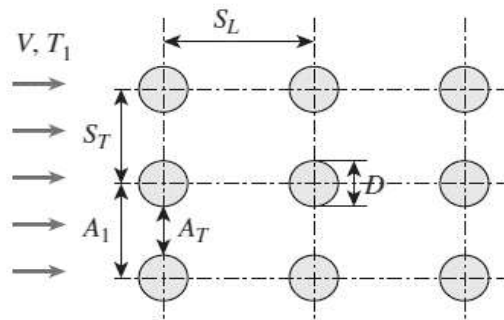
$D_o$  es el diámetro exterior de los tubos

$\mu_b$  es la viscosidad dinámica del fluido que atraviesa el banco de tubos

$\rho_b$  es la densidad del fluido que atraviesa el banco de tubos

La velocidad máxima ( $V_{max}$ ) se determinó con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. De acuerdo a la Figura 2-7, la velocidad máxima para configuración alineada se tiene en el área mínima de flujo entre los tubos y esta se calculó según la ecuación (2-38).

**Figura 2-7:** Configuración alineada de los tubos. Fuente: Adaptado de (Cengel & Ghajar, 2011).



$$V_{maxa} = \frac{S_t}{S_t - D_o} V \tag{2-38}$$

Donde;

$S_t$  es el paso transversal entre los centros de tubos

$S_L$  es el paso longitudinal entre los centros de tubos

$V$  es la velocidad del fluido a la entrada del banco de tubos, ( $V_{gi}$  para los gases, y  $V_{ai}$  para el aire de secado)

La velocidad ( $V_{gi}$ ) de los gases de escape se determinó a partir del flujo másico de éstos, el cual se calculó según la ecuación (2-39).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ac} + \dot{m}_f \quad (2-39)$$

Donde

$\dot{m}_{ac}$  es el flujo másico de aire de combustión y se calculó mediante la ecuación (2-40).

$$\dot{m}_{ac} = \dot{V}_{ac} * \rho_{ac} \quad (2-40)$$

$\dot{V}_{ac}$  representa el flujo volumétrico de aire de combustión en  $m^3/s$

$\rho_{ac}$  es la densidad del aire en la succión del motor a la temperatura ambiente en  $^{\circ}C$ .

$\dot{m}_f$  es el flujo másico de combustible en  $kg/s$

Conocido el flujo másico de gases de escape se calculó la velocidad media de los gases de escape a la entrada del banco de tubos según la ecuación (2-41).

$$V_{gi} = \frac{\dot{m}_g}{A_{pe} \rho_{gi}} \quad (2-41)$$

El área perpendicular al flujo de gases de escape en la sección de evaporación ( $A_{pe}$ ) se calculó de acuerdo a la ecuación (2-42).

$$A_{pe} = Ax B \quad (2-42)$$

Donde A y B son el ancho y alto del ducto de circulación de los gases de escape respectivamente en la sección de evaporación, mientras que la densidad de los gases de escape se determinó a la temperatura de entrada en la sección de evaporación del intercambiador,  $\rho_{gi} @ T_{gi}$ .

Para el lado del aire de secado, la velocidad media a la entrada del banco de tubos se calculó según la ecuación (2-43).

$$V_{ai} = \frac{\dot{m}_a}{A_{pc}\rho_{ai}} \tag{2-43}$$

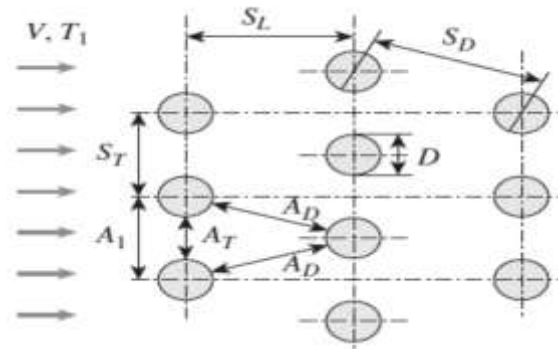
El flujo másico de aire ( $\dot{m}_a$ ) se calculó según la ecuación (2-44).

$$\dot{m}_{as} = \rho_{ai} * \dot{V}_{as} \tag{2-44}$$

La geometría del intercambiador en el lado de los gases es igual a la geometría en el lado del aire, por lo que el área perpendicular al flujo en el lado del aire es igual al área en el lado de los gases, es decir  $A_{pc} = A_{pe}$  por lo que se usó la ecuación (2-42) para calcularla. La densidad del aire de secado a la entrada del intercambiador ( $\rho_{ai}$ ) se determinó de tablas a la temperatura de entrada del aire.  $\rho_{ai} @ T_{ai}$ .

El análisis para el cálculo de la velocidad máxima en configuración escalonada para ambos fluidos (gases y aire) se realizó con base en la Figura 2-8.

**Figura 2-8:** Configuración escalonada de los tubos. Fuente: Adaptado de Cengel & Ghajar, (2011).



La velocidad máxima para configuración escalonada puede considerarse igual a la velocidad máxima en configuración alineada, calculada según la ecuación (2-38) si cumple con la condición de la ecuación (2-45).

$$2A_D > A_T \quad (2-45)$$

Donde  $A_D$  es el área en la sección diagonal y  $A_T$  es el área en la sección transversal, estas pueden calcularse según las ecuaciones (2-46) y (2-47) respectivamente.

$$A_D = (S_D - D_0)l_t \quad (2-46)$$

$$A_T = (S_T - D_0)l_t \quad (2-47)$$

Donde:

$S_D$  es el paso diagonal entre los centros de los tubos

$S_T$  es el paso transversas entre los centros de los tubos

$D_0$  es el diámetro exterior de los tubos

$l_t$  es la longitud de los tubos en cada sección del intercambiador.

En caso contrario, si  $2A_D < A_T$ , la velocidad máxima del fluido se tendrá en las secciones transversales diagonales y esta se calculará según la ecuación (2-48).

$$V_{maxe} = \frac{S_t}{2(S_D - D_0)} V \quad (2-48)$$

Finalmente el número de Reynolds para cualquier tipo de configuración a se calculó como lo indica la ecuación (2-49).

$$Re_D = \frac{\rho_b D_0 V_{max}}{\mu_b} \quad (2-49)$$

Las relaciones del número de Nusselt promedio de la Tabla 2-2 son para bancos de tubos con 16 o más filas. Cuando se emplea una configuración con un número de filas inferior a 16 en el intercambiador de calor, se debe corregir el número de Nusselt según la ecuación (2-50).



$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D \tag{2-50}$$

Donde  $F$  es un factor de corrección cuyos valores se dan en la

Tabla 2-3. Para  $Re_D > 1000$ , el factor de corrección es independiente del número de Reynolds.

**Tabla 2-3:** Factor de corrección  $F$  para  $N_L < 16$  y  $Re_D > 1000$ . Fuente: Adaptado de Lewandowski, (2015).

Factor de corrección $F$ para $N_L < 16$								
$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0,70	0,80	0,86	0,90	0,93	0,96	0,98	0,99
Escalonados	0,64	0,76	0,84	0,89	0,93	0,96	0,98	0,99

Una vez calculado el número de Nusselt promedio para la configuración escalonada de 20 filas y 50 tubos, el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el banco de tubos se calculó de acuerdo la ecuación (2-51), de igual forma para evaluar el coeficiente convectivo en configuración alineada.

$$h = \frac{Nu_D k}{D_o} \tag{2-51}$$

Calculado el coeficiente convectivo promedio de transferencia de calor, se calculó la temperatura del fluido a la salida en cada zona del intercambiador usando la ecuación (2-52).

$$T_o = T_w - (T_w - T_i) * e^{\left(\frac{A_s h}{\dot{m} C_p}\right)} \tag{2-52}$$

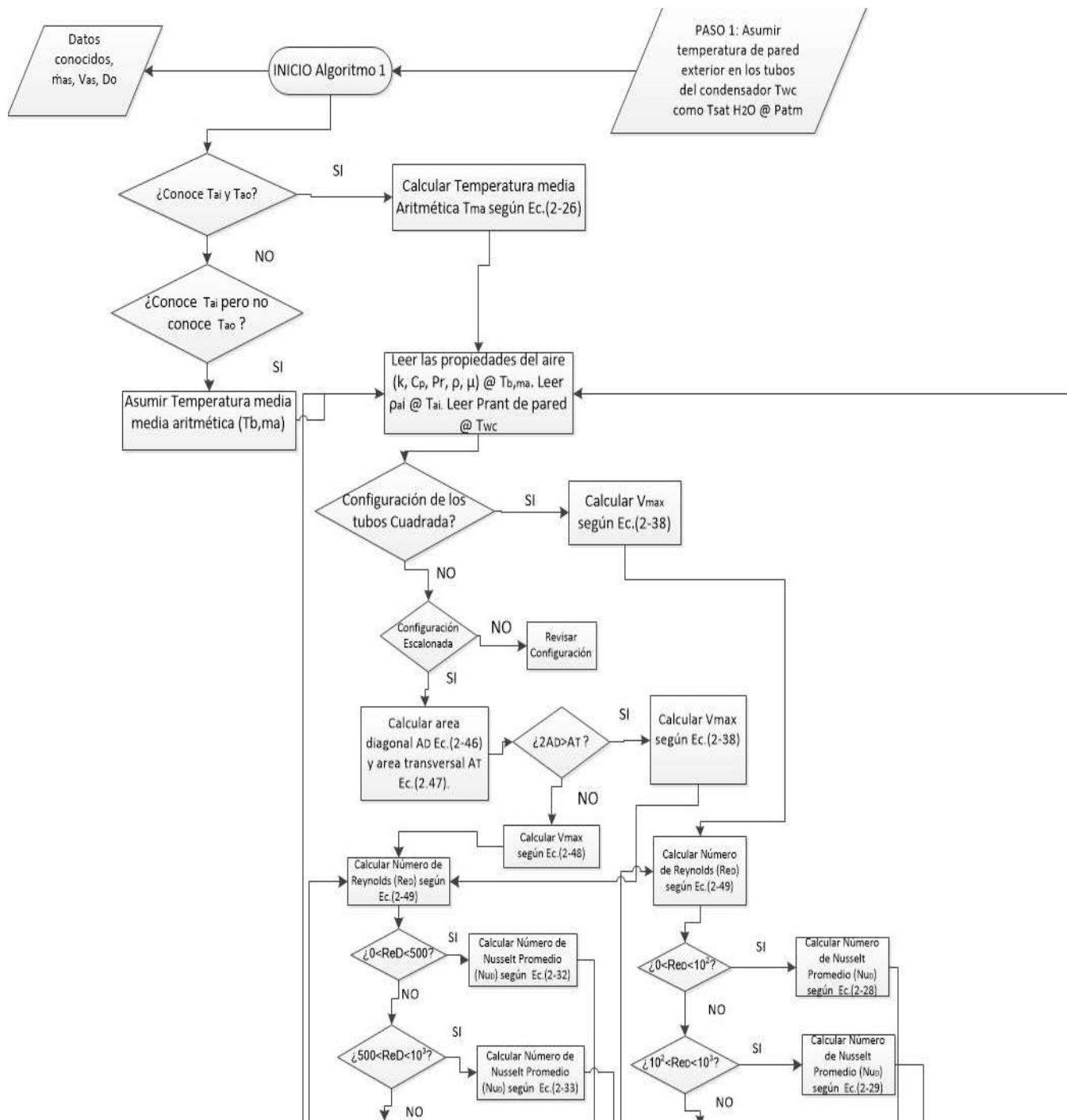
Con el fin de corroborar la validez de la temperatura media asumida al inicio del procedimiento, esta, se recalculó según la ecuación (2-26). La validación del procedimiento se realizó de acuerdo a las siguientes premisas; si la temperatura media calculada era igual a la temperatura media

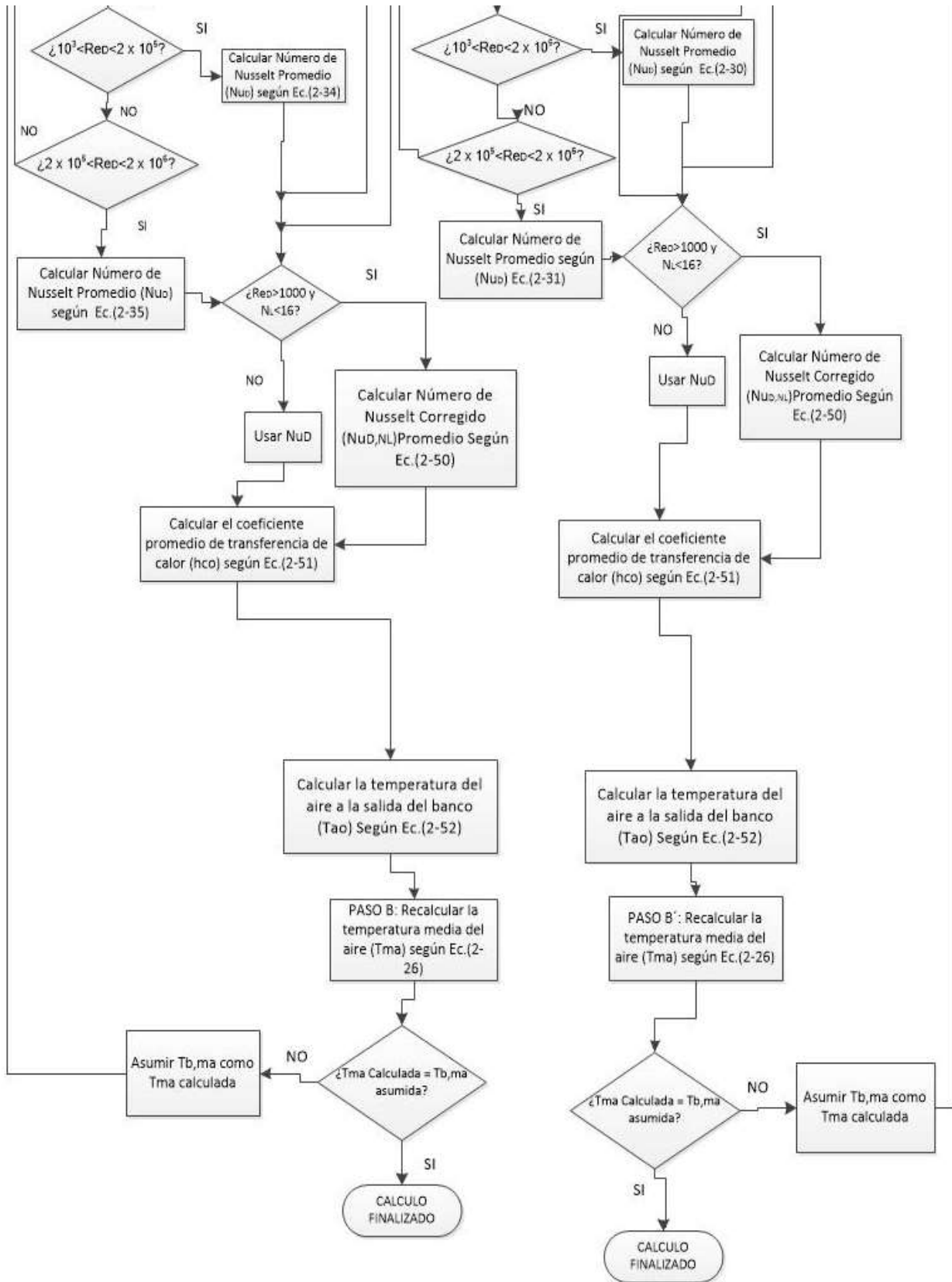
asumida, el proceso terminaba, mientras que, si la temperatura media calculada difería de la temperatura media asumida, el proceso debía repetirse asumiendo la temperatura media como la calculada al final de este proceso.

Una vez calculados los coeficientes convectivos se calcularon las resistencias térmicas  $z_1$  y  $z_9$  de acuerdo a las ecuaciones (2-22) y (2-24) respectivamente.

El algoritmo 1 que se muestra en la Figura 2-9 describe los pasos lógicos para los cálculos que se realizaron con el fin de obtener los coeficientes convectivos en ambas partes del intercambiador de calor con cambio de fase, teniendo en cuenta que, en el lado de evaporación, el fluido son los gases de escape provenientes de la planta de generación diésel y el fluido en el lado de condensación es el aire de secado.

**Figura 2-9:** Algoritmo 1 para el cálculo del coeficiente convectivo en el aire. Fuente: Elaboración propia





El algoritmo anterior fue empleado para calcular los coeficientes convectivos para el aire de secado en la sección de condensación y para los gases de escape en la sección de evaporación del intercambiador de calor de tubos de cambio de fase, además de las temperaturas del aire de secado y los gases de escape a la salida del intercambiador de calor. Estos cálculos son preliminares, pues no contemplan las pérdidas en el evaporador y condensador, además de la tasa de transferencia desde los gases de escape hacia el aire de secado a través de los tubos de cambio de fase y de la placa que separa ambos fluidos, y deberán verificarse mediante un balance de masa y energía como se muestra más adelante.

Una vez determinados los coeficientes convectivos se prosiguió con el cálculo de las resistencias térmicas en el intercambiador de calor.

- **Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de evaporación ( $z_2$ ) y condensación ( $z_8$ ).**

La pared del tubo genera una resistencia térmica al flujo de calor tanto en la zona de evaporación como en la zona de condensación, éstas resistencias se calcularon según las ecuaciones (2-53) y (2-54) respectivamente.

$$z_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi l_e \lambda_t} \quad (2-53)$$

$$z_8 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi l_c \lambda_t} \quad (2-54)$$

Donde:

$D_o$  es el diámetro exterior del tubo

$D_i$  es el diámetro interior del tubo

$\lambda_t$  es la conductividad térmica del material del tubo

Teniendo en cuenta que las resistencias térmicas internas se despreciaron, al igual que la resistencia térmica axial en la pared del tubo, la resistencia térmica total ( $z$ ) se calculó como la suma de las resistencias térmicas  $z_1, z_2, z_8, z_9$ , ver ecuación (2-55).

$$z = z_1 + z_2 + z_8 + z_9 \quad (2-55)$$

La transferencia de calor hacia el aire de secado a través de los tubos de cambio de fase ( $\dot{Q}_{ga-t}$ ) en el intercambiador se calculó según la ecuación (2-56).

$$\dot{Q}_{ga-t} = \frac{\Delta T_e}{z} \quad (2-56)$$

Donde  $\Delta T_e$  es la diferencia de temperatura efectiva entre la fuente de calor y el sumidero de calor, esta se calculó según la ecuación (2-57).

$$\Delta T_e = T_{go} - T_{ai} - \Delta T_h \quad (2-57)$$

Donde:

$T_{go}$  es la temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador

$T_{ai}$  es la temperatura del aire a la entrada del intercambiador

$\Delta T_h$  es la diferencia media de temperatura debido a la cabeza hidrostática, la cual se calculó según la ecuación (2-58).

$$\Delta T_h = \frac{T_p - T_v}{2} F_e \quad (2-58)$$

Donde;

$T_p$  es la temperatura de saturación que corresponde a la presión  $P_p$  en el fondo de la piscina. La cual se determinó de las tablas para agua a la presión de la piscina  $P_p$ .

$T_v$  es la temperatura de vapor en el punto más alto del tubo de cambio de fase y se calculó según la ecuación (2-59).

$F_e$  es la fracción del evaporador cubierta por el líquido de la piscina, se calculó según la ecuación (2-60).

$$T_v = T_{ai} + \left( \frac{z_8 + z_9}{z} \right) (T_{go} - T_{ai}) \quad (2-59)$$

$$F_e = \frac{l_p}{l_e} \quad (2-60)$$

Donde;

$l_p$  es la profundidad del agua en el tubo

Calculada la temperatura de vapor, se calculó la presión en el fondo de la piscina de acuerdo a la ecuación (2-61)

$$P_p = P_v + \rho_l g l_e \sin \beta \quad (2-61)$$

Donde:

$P_v$  es la presión de vapor a la temperatura de vapor  $T_v$

$\rho_l$  es la densidad del líquido a la temperatura de vapor  $T_v$

$g$  es la gravedad local

$\beta$  es el ángulo de inclinación de los tubos del intercambiador, para este caso  $\beta = 90^\circ$

Calculada  $P_p$  se leyó de tablas de propiedades del agua @  $T_p$ .

La temperatura de pared en la zona de condensación y evaporación se asumió como  $94,5^\circ C$ , esta temperatura afecta el cálculo de los coeficientes convectivos por lo que estos debieron recalcularse de acuerdo a la siguientes condiciones:

- Si  $T_{we} \neq T_p$  entonces se debió asumir la temperatura de pared en la superficie exterior del evaporador como  $T_p$ , es decir en el algoritmo 1  $T_{we} = T_p$

- Si  $T_{wc} \neq T_v$  entonces asumir la temperatura de pared en la superficie exterior del evaporador como  $T_v$ , es decir en el algoritmo 1  $T_{wc} = T_v$

Este procedimiento debió repetirse de manera iterativa hasta que  $T_{we} \cong T_p \cong T_v$

- **Resistencias térmicas internas en la zona de evaporación ( $z_3$ ) y en la zona de condensación ( $z_7$ ).**

Puesto que las resistencias térmicas internas en la zona de evaporación  $z_3$  y en la zona de condensación  $z_7$  se despreciaron, se debió recalculer la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través de los tubos de cambio de fase ( $\dot{Q}_{ga-t}$ ), teniendo en cuenta estas resistencias térmicas internas.

El procedimiento empleado para calcular las resistencias térmicas internas ( $z_3$  y  $z_7$ ) de un termosifón con una pared lisa se describe a continuación:

1. Calcular la resistencia térmica interna en la película de pared en el condensador ( $z_7$ ) según la ecuación (2-62).
2. Calcular la resistencia térmica interna en la película de pared en el evaporador  $z_{3f}$  según la ecuación (2-63).
3. Calcular el número de Reynolds de película según la ecuación (2-64). Si  $50 < Re_{fe} < 1300$  este método es aplicable.  
Si  $Re_{fe} < 50$ , no existe un método adecuado para predecir las resistencias térmicas internas.  
Si  $Re_{fe} > 1300$  aplicar el factor de corrección para flujo turbulento según las ecuaciones (2-65) y (2-66) para la resistencia interna de película en el evaporador y en el condensador respectivamente.
4. Calcular la resistencia térmica en la ebullición nucleada en la piscina ( $z_{3p}$ ) según la ecuación (2-67).
5. Si  $z_{3p} < z_{3f}$  entonces  $z_3 = z_{3p}$ , sino, se debe calcular el valor medio de la resistencia en la sección del evaporador según la ecuación (2-68).



$$z_7 = \frac{0,235(\dot{Q}_{ga-t})^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_c \Phi_2^{4/3}} \quad (2-62)$$

$$z_{3f} = \frac{0,235(\dot{Q}_{ga-t})^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_e \Phi_2^{4/3}} \quad (2-63)$$

$$Re_{fe} = \frac{4\dot{Q}_{ga-t}}{h_{fg}\mu_l\pi D_i} \quad (2-64)$$

$$z_{3fc} = z_{3f}(191Re_{fe}^{-0,733}) \quad (2-65)$$

$$z_{7c} = z_7(191Re_{fe}^{-0,733}) \quad (2-66)$$

$$z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0,2} \dot{Q}^{0,4} (\pi D_i l_e)^{0,6}} \quad (2-67)$$

$$z_3 = z_{3p}F_e + z_{3f}(1 - F_e) \quad (2-68)$$

De las ecuaciones anterior:

$\dot{Q}_{ga-t}$  es la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través de los tubos de cambio de fase y esta fue calculada según la ecuación (2-56).

$g$  es la gravedad local

$\phi_2$  es un grupo de propiedades termofísicas llamadas “figura de Merit”, esta variable es una medida de la influencia de la caída de temperatura en un termosifón sobre las propiedades del fluido para una tasa de transferencia de calor dada, estas propiedades se leyeron a la temperatura de vapor en el evaporador  $T_v$ .

$h_{fg}$  es el calor latente de evaporación del agua a la temperatura de vapor en el evaporador  $T_v$

$\mu_l$  es la viscosidad dinámica del líquido @  $T_v$ .

$\Phi_3$  es un grupo de propiedades termofísicas y se puede calcular según la ecuación (2-69).

$$\Phi_3 = 0,32 \frac{\rho_l^{0,65} \lambda_l^{0,3} C_{pl}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} h_{fg}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \left( \frac{P_v}{P_a} \right)^{0,23} \quad (2-69)$$

Donde:

$P_a$  es la presión atmosférica local.

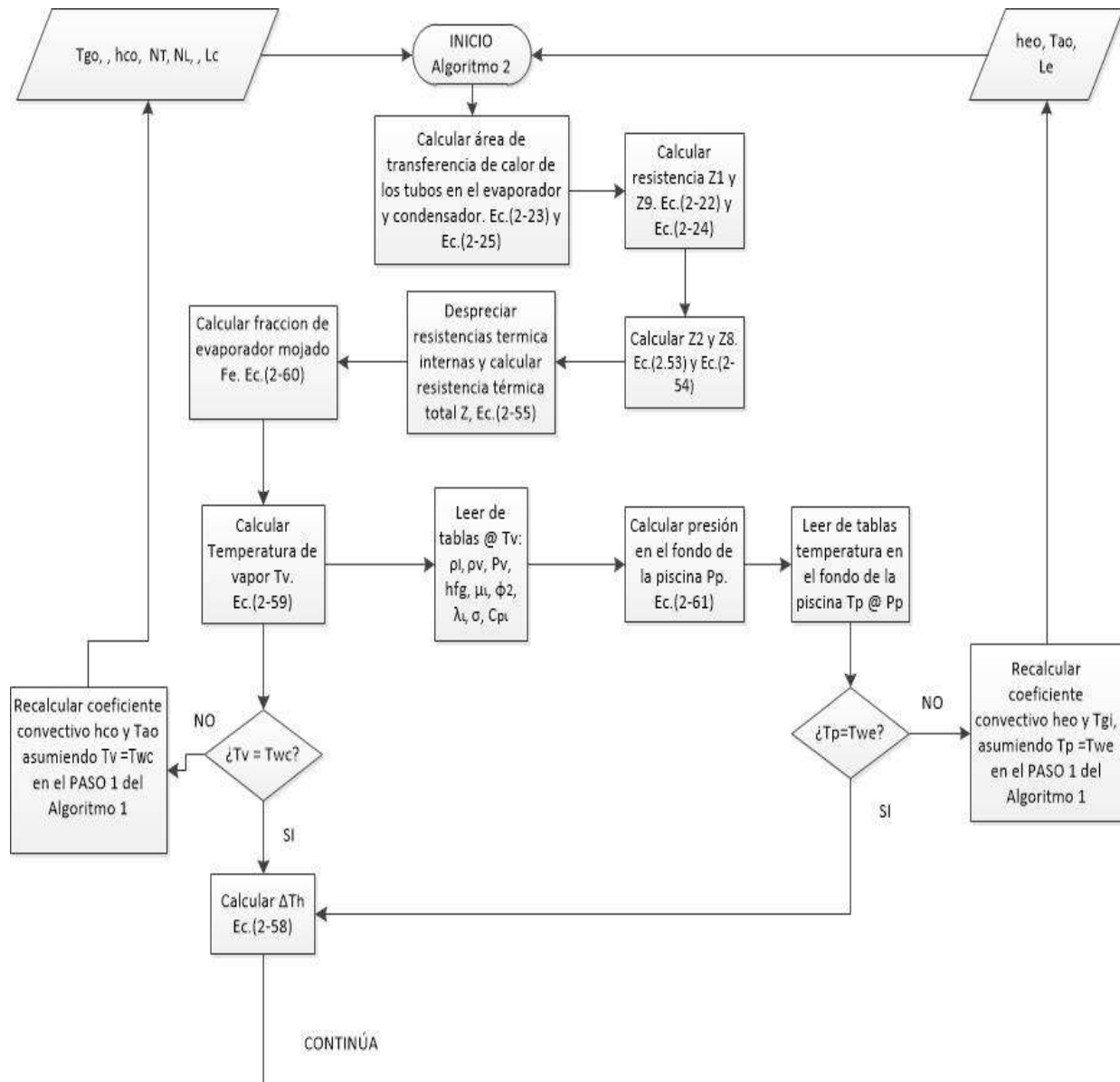
Una vez calculadas las resistencias térmicas internas se procedió a recalculer la tasa de transferencia de calor según la ecuación (2-70).

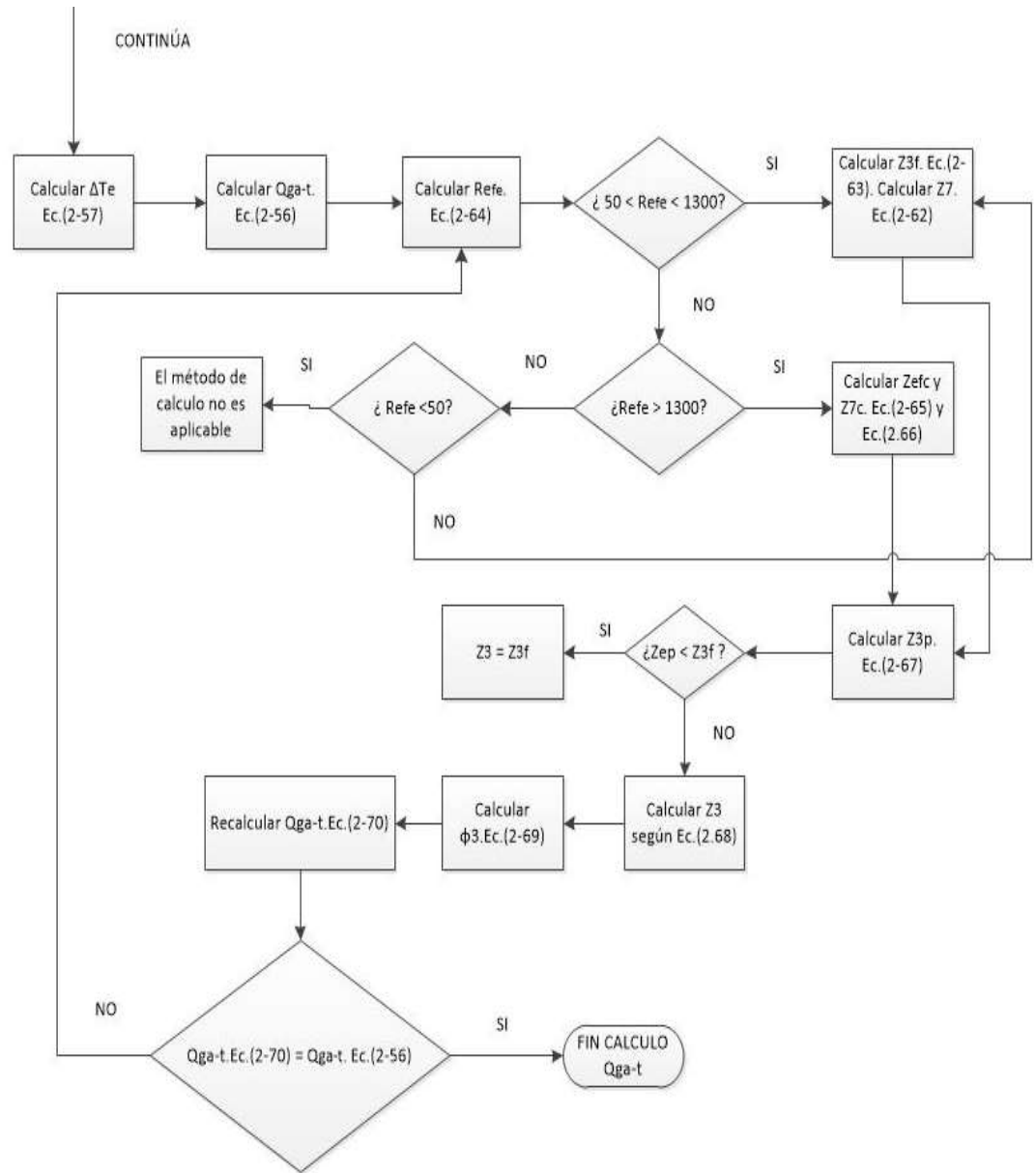
$$\dot{Q}_{ga-t} = \frac{\Delta T_e}{z+z_3+z_7} \quad (2-70)$$

Si la diferencia entre el valor calculado usando la ecuación (2-56) y la ecuación (2-70) era mayor del 1% se debían repetir los pasos del 1 al 5 descritos en el procedimiento anterior con la tasa de transferencia de calor calculada usando la ecuación (2-70), recalculando entonces las resistencias térmicas internas y la resistencia térmica total, estas resistencias se usaron para recalculer una nueva tasa de transferencia de calor mediante la ecuación (2-70), el valor obtenido se comparó con el calculado antes de esta iteración, este procedimiento se repitió de manera iterativa hasta obtener un diferencia no mayor al 1%. El resumen de este procedimiento se muestra en el algoritmo 2 que se describe en la

Figura 2-10.

**Figura 2-10:** Algoritmo 2 para el cálculo de la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través del banco de tubo. Fuente: Elaboración propia.





**2.5.2 Metodología para el cálculo de pérdidas de calor por convección natural en el intercambiador de calor.**

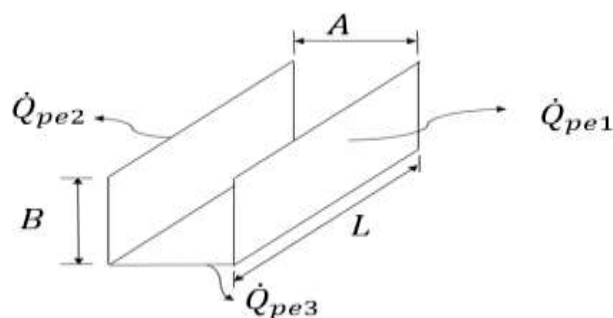
Las superficies externas de los ductos del intercambiador de calor se encuentran a una temperatura mayor que el ambiente, por lo que existe una transferencia de calor desde la superficie hacia el ambiente.

Como es sabido, el intercambiador de calor está dividido en dos secciones; una sección de evaporación y una sección de condensación. Se calcularon las pérdidas en ambas zonas como sigue a continuación.

- **Tasa de pérdidas de calor por convección natural en el evaporador**

Las pérdidas de calor por convección natural en el evaporador, sección por la cual circulan los gases de escape, se calcularon de acuerdo a la Figura 2-11.

**Figura 2-11:** Esquema de pérdidas de calor por convección natural en el evaporador. Fuente: Elaboración propia.



**Tasa de pérdidas de calor en las paredes verticales del evaporador.**

La tasa de pérdidas de calor en el evaporador  $\dot{Q}_{pe1}$ ,  $\dot{Q}_{pe2}$ , se presentaron en las caras verticales del evaporador a través de convección natural, además las condiciones del entorno al que estaban expuestas las caras eran iguales, por lo que su pérdida de calor también lo fue. Estas se calcularon según la ecuación (2-71).

$$\dot{Q}_{pe1} = \dot{Q}_{pe2} = h_{se} A_{sev} (T_{se} - T_{\infty}) \quad (2-71)$$

Donde:

$h_{se1}$  Es el coeficiente promedio de transferencia de calor sobre la superficie de las caras verticales del evaporador en  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$A_{sev}$  Es el área de la superficie externa de las caras verticales del evaporador en  $[m^2]$  y se calculó según la ecuación (2-81)

$$A_{se1} = A_{se2} = B * L \quad (2-72)$$

$T_{se}$  Es la temperatura sobre la superficie del evaporador en °C, esta se asumió con la temperatura media calculada en el procedimiento descrito para calcular la tasa de transferencia de calor,  $T_{gm}$ .

$T_{\infty}$  Es la temperatura del medio circundante en °C

El coeficiente promedio de transferencia de calor sobre las superficies verticales del evaporador ( $h_{se1}$ ) se calculó de acuerdo a la correlación para el número promedio de Nusselt para convección natural, esta correlación se describe en la ecuación (2-73).

$$Nu = \frac{h_{se1}L_c}{\lambda_{\infty}} = C Ra_L^n \quad (2-73)$$

Donde:

$L_c$  Es la longitud característica de la configuración geométrica en [m], la cual para placas verticales se tomó como la longitud del intercambiador L.

$\lambda_{\infty}$  Es la conductividad térmica del aire circundante a la temperatura de película en  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ , y se determinó a la temperatura media de película, ésta temperatura se calculó como la media aritmética entre la temperatura en la superficie de la placa y el ambiente, y se calculó mediante la ecuación (2-74).

$$T_{fe} = \frac{T_{se} + T_{\infty}}{2} \quad (2-74)$$

$Ra_L$  Es el número de Rayleigh, el cual se calculó como el producto de los números de Grashof y de Prandtl según la ecuación (2-75).

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta_{ex}(T_{se} - T_{\infty})L_c^3 Pr}{\nu_g^2} \quad (2-75)$$

Donde:

$g$  Es la aceleración gravitacional en  $\frac{m}{s^2}$

$\beta_{ex}$  Es el coeficiente de expansión volumétrica en  $K^{-1}$ , y se calculó según la ecuación (2-76).

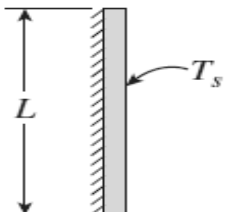
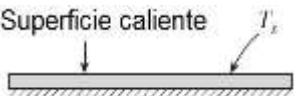
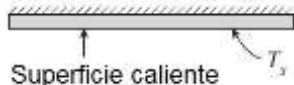
$$\beta_{ex} = \frac{1}{[T_{fe} + 273.15]} \tag{2-76}$$

$\nu_g$  Es la viscosidad cinemática de los gases de escape en  $\frac{m^2}{s}$ , la cual se evaluó a la temperatura de película  $T_{fe}$ .

$Pr$  es el número de Prant y se evaluó a la temperatura de película  $T_{fe}$ .

Los valores de las contantes  $C$  y  $n$  dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. La correlaciones empíricas para el numero de Nusselt para placas verticales se describen en la primera sección de la Tabla 2-4.

**Tabla 2-4:** Correlaciones empíricas del número de promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies. Fuente: Adaptado de (Cengel & Ghajar, 2011).

Configuración Geométrica	Longitud Característica	Intervalo de Ra	Nu
<b>Placa Vertical</b> 	L	$10^4$ - $10^9$	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$
		$10^9$ - $10^{13}$	$Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$
		Todo el intervalo	$Nu = \left\{ 0.85 + \frac{0.384Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$
<b>Placa Horizontal – Superficie caliente hacia arriba</b> 	$A_{se3}/p$	$10^4$ - $10^7$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$
		$10^7$ - $10^{11}$	$Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$
<b>Placa Horizontal – Superficie caliente hacia abajo</b> 	$A_s/p$	$10^5$ - $10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$



Determinado el número de Nusselt se calculó el coeficiente convectivo de acuerdo a la ecuación (2-77).

$$h_{se1} = \frac{k}{L} Nu \quad (2-77)$$

La longitud característica ( $L_c$ ) se tomó como L para las placas verticales

- **Tasa de pérdidas de calor en las paredes horizontales del evaporador**

Las pérdida de calor  $\dot{Q}_{pe2}$  se presentó en una cara horizontal con el lado caliente hacia abajo. El procedimiento seguido para calcular ésta pérdida fue el mismo que se empleó para calcular las Pérdidas en las caras verticales, con la excepción que la longitud característica se calculó según la ecuación (2-78).

$$L_c = \frac{A_{se3}}{p} \quad (2-78)$$

Donde  $A_{se}$  es el área en la superficie de la cara horizontal del evaporador y se calculó según la ecuación (2-79).

$$A_{se3} = A * L \quad (2-79)$$

Mientras que el perímetro  $p$  se calculó como la suma de los lados de la cara horizontal según la ecuación (2-80).

$$p = A + L \quad (2-80)$$

La tasa de transferencia de calor en la cara horizontal del evaporador se calculó según la ecuación

$$\dot{Q}_{pe3} = h_{se3} A_{se3} (T_{se} - T_{\infty}) \quad (2-81)$$

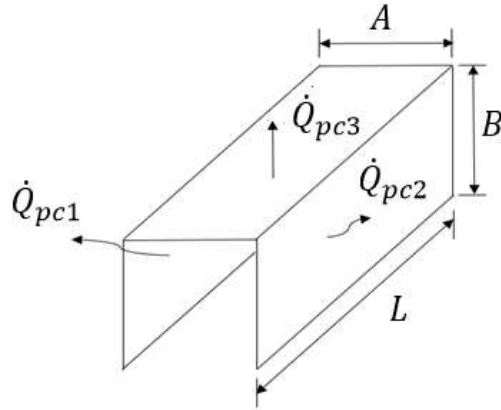
La pérdida total de calor a través de las paredes del intercambiador de calor en la sección de evaporación se calculó como la suma algebraica de las Pérdidas en cada una de sus caras, para lo cual se usó la ecuación (2-82)

$$\dot{Q}_{pe} = 2\dot{Q}_{pe1} + \dot{Q}_{pe3} \quad (2-82)$$

- **Tasa de pérdidas de calor en la sección de condensación del intercambiador de calor**

La tasa de pérdidas de calor por convección natural en el condensador, sección por la cual circula el aire de secado, se calcularon de acuerdo a la Figura 2-12.

**Figura 2-12:** Esquema de pérdidas de calor por convección natural en el condensador. Fuente: Elaboración propia.



- **Tasa de pérdidas de calor en las paredes verticales del condensador**

Las tasas de pérdidas de calor en el condensador  $\dot{Q}_{pc1}$ ,  $\dot{Q}_{pc2}$ , se presentaron en las caras verticales del éste a través de convección natural, además las condiciones del entorno a las que estaban expuestas las caras eran iguales, por lo que su pérdida de calor también lo fue. Estas se calcularon según la ecuación (2-83).

$$\dot{Q}_{pc1} = \dot{Q}_{pc2} = h_{sc1} A_{scv} (T_{sc} - T_{\infty}) \quad (2-83)$$

Donde:

$h_{sc1}$  Es el coeficiente promedio de transferencia de calor sobre la superficie del condensador en las caras verticales en  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$A_{scv}$  Es el área de la superficie externa del condensador de las caras verticales en  $[m^2]$  y se calculó según la ecuación (2-84)

$$A_{sc1} = A_{sc2} = B * L \quad (2-84)$$

$T_{sc}$  Es la temperatura sobre la superficie del evaporador en  $^{\circ}C$ , esta se asumió como la temperatura media de los gases recalculada ( $T_{g,mr}$ ) en el procedimiento anteriormente descrito para calcular la tasa de transferencia de calor.

$T_{\infty}$  Es la temperatura del medio circundante en  $^{\circ}C$

El coeficiente promedio de transferencia de calor sobre las superficies verticales del condensador ( $h_{sc1}$ ) se calculó de acuerdo a la correlación para el número promedio de Nusselt para convección natural, esta correlación se describe en la ecuación (2-85).

$$Nu = \frac{h_{sc1}L_c}{k} = C Ra_L^n \quad (2-85)$$

Donde:

$L_c$  Es la longitud característica de la configuración geométrica en  $[m]$ , la cual, para placas verticales se tomó como la longitud del intercambiador L.

$k$  Es la conductividad térmica del aire a la temperatura de película en  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ , y se debe determinar a la temperatura media de película, y se calculó como la media aritmética entre la temperatura en la superficie de la placa y el ambiente, se determinó mediante la ecuación (2-86)

$$T_{fc} = \frac{T_{sc} + T_{\infty}}{2} \quad (2-86)$$

$Ra_L$  Es el número de Rayleigh, el cual se calculó como el producto de los números de Grashof y de Prandtl según la ecuación (2-87).

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta_{ex} (T_{sc} - T_{\infty}) L_c^3 Pr}{\nu^2} \quad (2-87)$$

Donde:

$g$  Es la aceleración gravitacional en  $\frac{m}{s^2}$

$\beta_{ex}$  Es el coeficiente de expansión volumétrica en  $K^{-1}$ , y se calculó según la ecuación (2-88).

$$\beta_{ex} = \frac{1}{[T_{fc} + 273.15]} \quad (2-88)$$

$\nu$  Es la viscosidad cinemática del aire de secado  $\frac{m^2}{s}$ , la cual se evaluó a la temperatura de película  $T_{fc}$ .

Pr es el número de Prant y se evaluó a la temperatura de película  $T_{fc}$

Los valores de las contantes C y n dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. La correlaciones empíricas para el numero de Nusselt para placas verticales se describen en la primera sección de la Tabla 2-4.

Determinado el número de Nusselt se calculó el coeficiente convectivo de acuerdo a la ecuación (2-89).

$$h_{sc1} = h_{sc2} = \frac{k}{L} Nu \quad (2-89)$$

La longitud característica ( $L_c$ ) se tomó como L para las placas verticales

- **Tasa de pérdidas de calor en las paredes horizontales del condensador**

La tasa de pérdida de calor  $\dot{Q}_{pc3}$  se presentó en una cara horizontal con el lado caliente hacia arriba. El procedimiento seguido para calcular ésta pérdida fue el mismo que se empleó para calcular las Pérdidas en las caras verticales, con la excepción que la longitud característica se calculó según la ecuación (2-78).

Donde  $A_{sc3}$  es el área en la superficie de la cara horizontal del evaporador y se calculó según la ecuación (2-79).

Mientras que el perímetro  $p$  se calculó como la suma de los lados de la cara horizontal según la ecuación (2-80).

La tasa de transferencia de calor en la cara horizontal del condensador se calculó según la ecuación (2-90).

$$\dot{Q}_{pc3} = h_{sc3}A_{sc3}(T_{sc} - T_{\infty}) \tag{2-90}$$

La tasa de pérdida total de calor a través de las paredes del intercambiador de calor en la sección de condensación se calculó como la suma algebraica de las Pérdidas en cada una de sus caras, para lo cual se usó la ecuación (2-91).

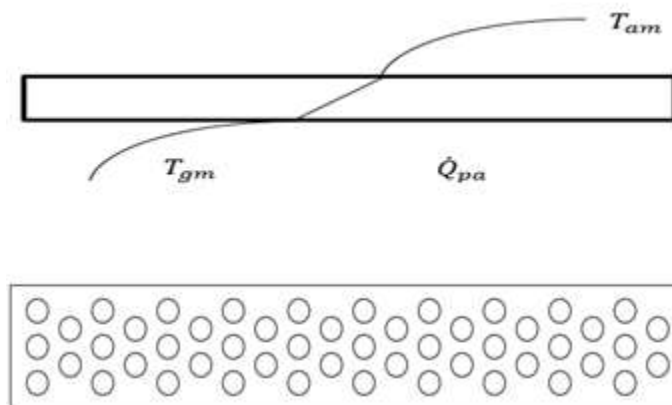
$$\dot{Q}_{pc} = 2\dot{Q}_{pc1} + \dot{Q}_{pc3} \tag{2-91}$$

### 2.5.3 Tasa de transferencia de calor de los gases al aire de secado a través de la placa

La placa que separa los gases de escape es de acero al carbono, y a través de ella se presentó una tasa de transferencia de calor combinada; convención de los gases hasta la superficie de la placa en el lado de evaporación, conducción a través de la placa y convección del lado de la placa en el condensado hacia al aire de secado. En la

Figura 2-13 se puede observar un esquema de los métodos de transferencia de calor antes mencionados.

**Figura 2-13:** Transferencia de calor a través de la placa. Fuente: Elaboración propia



El área de transferencia de calor a través de la placa se calculó de acuerdo al área total de la placa menos el área transversal de los tubos, y se calculó según la ecuación (2-92).

$$\dot{Q}_{pa} = \frac{\Delta T_m}{z_{eo} + z_{co} + z_{pa}} \tag{2-92}$$

Donde  $z_{eo}$  es la resistencia termica entre los gases de escape y el area de transferencia de calor en la placa, y se calculó según la ecuación (2-93).

$$z_{eo} = \frac{1}{h_{eo} * A_{pa}} \quad (2-93)$$

$z_{co}$  es la resistencia termica entre el aire de secado y el area de transferencia de calor en la placa, y se calculó según la ecuación (2-94).

$$z_{co} = \frac{1}{h_{co} * A_{pa}} \quad (2-94)$$

El material de la placa era de acero al cabrono y de espesor  $0,003175 \text{ m}$ , por lo que la resistencia termica de la placa  $z_{pa}$  se despreció.

La diferencia de temperatura  $\Delta T_m$  se determinó como la diferencia entre la temperatura media recalculada entre los gases de escape y el aire de secado.

$A_{pa}$  es el area de transferencia de calor en la placa y se calculo como la resta entre el area total y de la placa y el area total que ocupan los tubos de cambio de fase, esta se calculó según la ecuacion (2-95).

$$A_{pa} = (A * L) - (N_t) \left[ \pi \left( \frac{d_0}{2} \right)^2 \right] \quad (2-95)$$

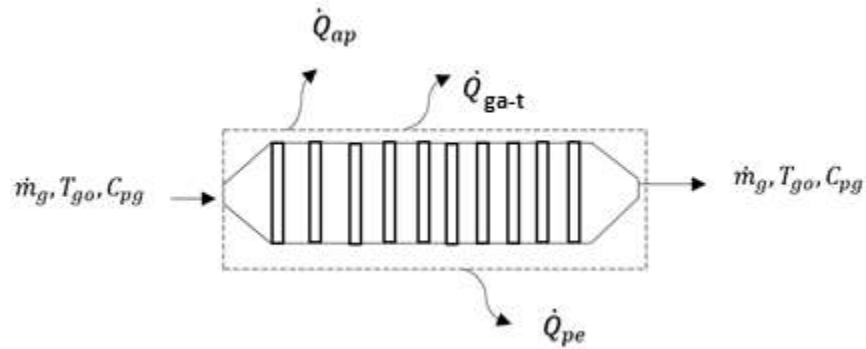
#### 2.5.4 Validación de los resultados mediante balances de masa y energía en el intercambiador de calor

Los cálculos de las temperaturas de salida de los gases de escape y del aire de secado en el intercambiador se basaron solamente en el método de Zukauskas, mediante este método no se consideraron las pérdidas de calor al ambiente, la transferencia de calor de los gases al aire de secado por conducción y convección a través de la placa. Se realizó un balance de masa para cada una de las secciones del intercambiador con el fin de validar la temperatura de salida de los gases de escape y el aire de secado teniendo en cuenta las pérdidas de calor en el intercambiador, la transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través de la placa y los tubos de cambio de fase, luego de esto se recalcularon los coeficientes convectivos, las nuevas temperaturas medias para ambos fluidos y la tasa de transferencia de calor.

### Balance de masa y energía en el evaporador

Se realizó un balance de energía en la sección del evaporador de acuerdo a la Figura 2-14.

Figura 2-14: Volumen de control en el evaporador. Fuente: Elaboración propia



Donde;

$\dot{Q}_{pa}$  es la tasa de transferencia de calor de los gases de escape hacia el aire secado, a través de la placa que separa las dos superficies.

$\dot{Q}_{ga-t}$  es la tasa de transferencia de calor de los gases de escape hacia el aire secado a través de los tubos de cambio de fase

$\dot{Q}_{pe}$  representa las pérdidas de calor en el evaporador

Se realizó un balance de energía como se muestra a continuación:

$$\sum \dot{E}_i + \dot{Q}_i = \sum \dot{E}_o + \dot{Q}_o$$

$$\dot{m}_g C_{p_{gi}} T_{gi} = \dot{m}_g C_{p_{go}} T_{go} + \dot{Q}_{g-a} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ap}$$

$$\dot{m}_g C_{p_{gi}} T_{gi} + \dot{m}_g C_{p_{go}} T_{go} = \dot{Q}_{g-a} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ap}$$

$$\dot{m}_g C_{p_{gi}} (T_{gi} - T_{go}) = (\dot{Q}_{ga-t} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ap})$$

$$(T_{gi} - T_{go}) = \frac{(\dot{Q}_{ga-t} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ap})}{\dot{m}_g C_{p_{gi}}}$$

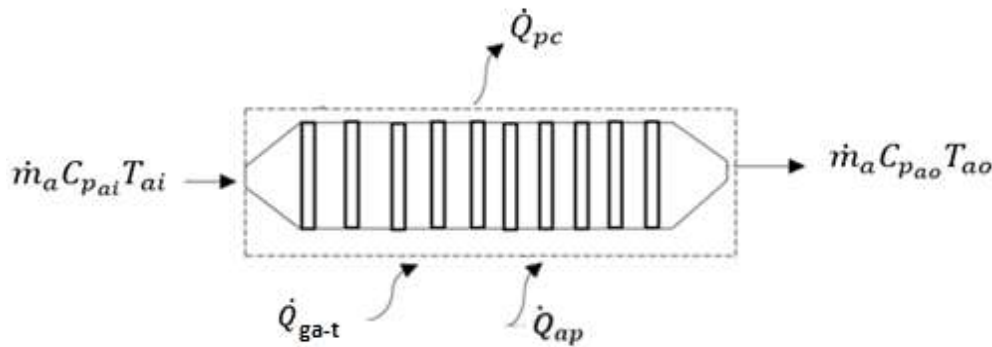
Del balance anterior se puede calcular la temperatura de los gases de escape según la ecuación (2-96).

$$T_{go} = T_{gi} - \frac{(\dot{Q}_{ga-t} + \dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{ap})}{\dot{m}_g C_{p_{gi}}} \quad (2-96)$$

### Balance de masa y energía en el condensador.

Se realizó un balance de energía en la sección del condensador de acuerdo a la Figura 2-15.

**Figura 2-15:** Interacciones de masa y energía en la sección de condensación del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.



$$\sum \dot{E}_i + \dot{Q}_i = \sum \dot{E}_o + \dot{Q}_o$$

$$\dot{m}_a C_{p_{ai}} T_{ai} + \dot{Q}_{ga-t} + \dot{Q}_{pa} = \dot{m}_a C_{p_{ao}} T_{ao} + \dot{Q}_{pc}$$

Del balance anterior se puede calcular la temperatura del aire de secado según la ecuación (2-97).

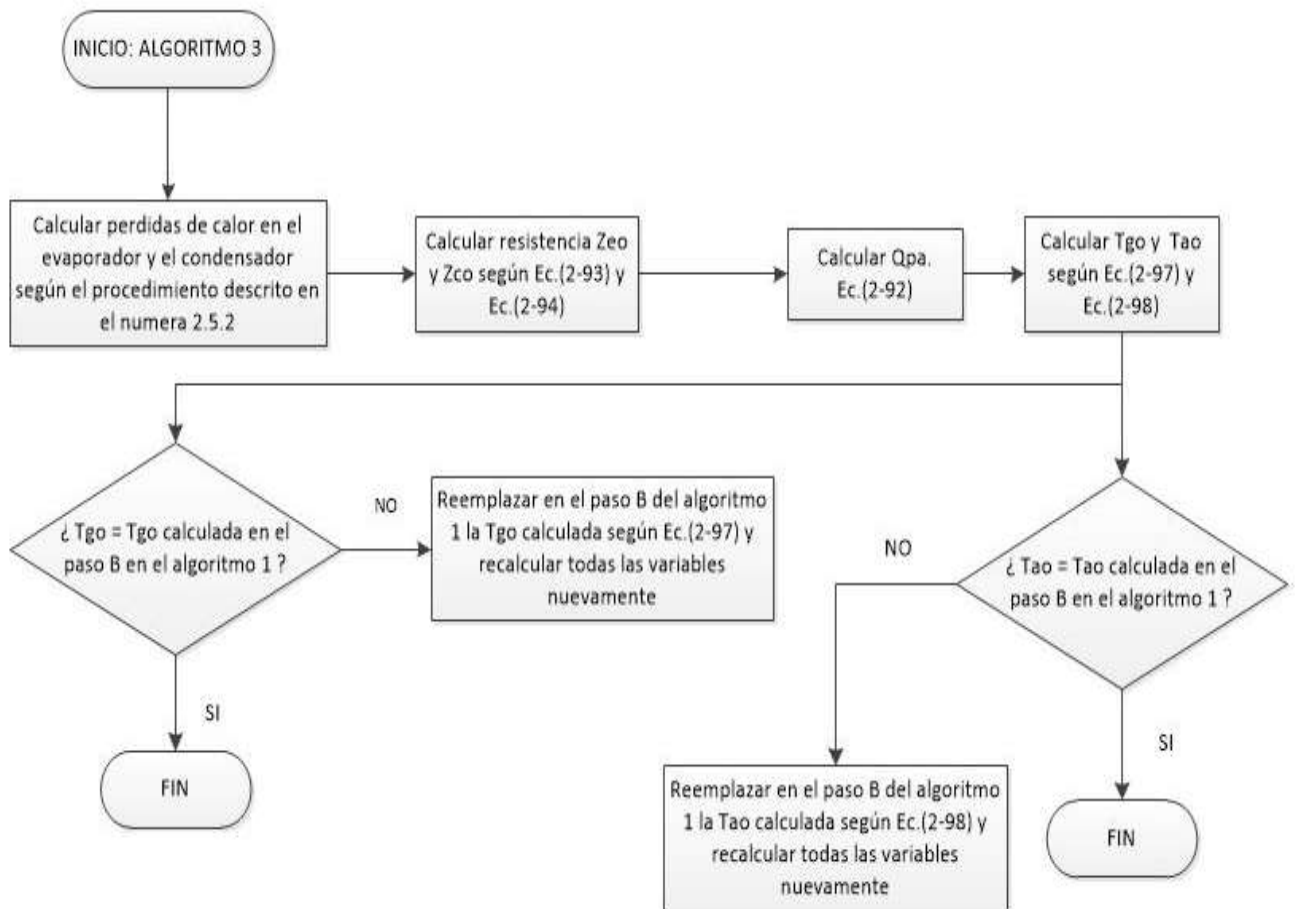
$$T_{ao} = T_{ai} + \frac{(\dot{Q}_{ga-t} + \dot{Q}_{pa} - \dot{Q}_{pc})}{\dot{m}_a C_{p_a}} \quad (2-97)$$

Si las temperaturas del aire y los gases de escape a la salida del intercambiador de calor calculadas mediante los balances de masa y energía anteriormente descritos, no coincidían con las calculadas en el algoritmo 1, éstas se usaron para reemplazar en el paso B del algoritmo 1, por lo que se debió



repetir todo el procedimiento del algoritmo 1, 2. En el algoritmo 3 que se observa en la Figura 2-16 se describe el procedimiento seguido.

**Figura 2-16:** Algoritmo 3 empleado para validar la temperatura a la salida del intercambiador de calor para el aire de secado y los gases de escape. Fuente: Elaboración propia.



Los valores del número de Nusselt a partir de las correlaciones de Zukauskas, tienen una incertidumbre del  $\pm 15\%$ . Para validar la relación del error reportado por Zukauskas en el cálculo del número de Nusselt con los resultados obtenidos usando el modelo matemático, se repitieron todos los cálculos descritos en los procedimientos anteriores afectando el número de Nusselt 15% por encima y 15% por debajo, es decir que los coeficientes convectivos se calcularon para dos casos como lo muestran las ecuaciones (2-98) y (2-99). Esto se realizó en cada uno de los lados del intercambiador de calor; en el lado de evaporación y en el lado de condensación.

$$h = 1,15 * \frac{Nuk}{D} \text{ Nusselt con un error del } +15\% \tag{2-98}$$

---

$$h = 0,85 * \frac{Nuk}{D} \text{ Nusselt con un error del } -15\% \quad (2-99)$$

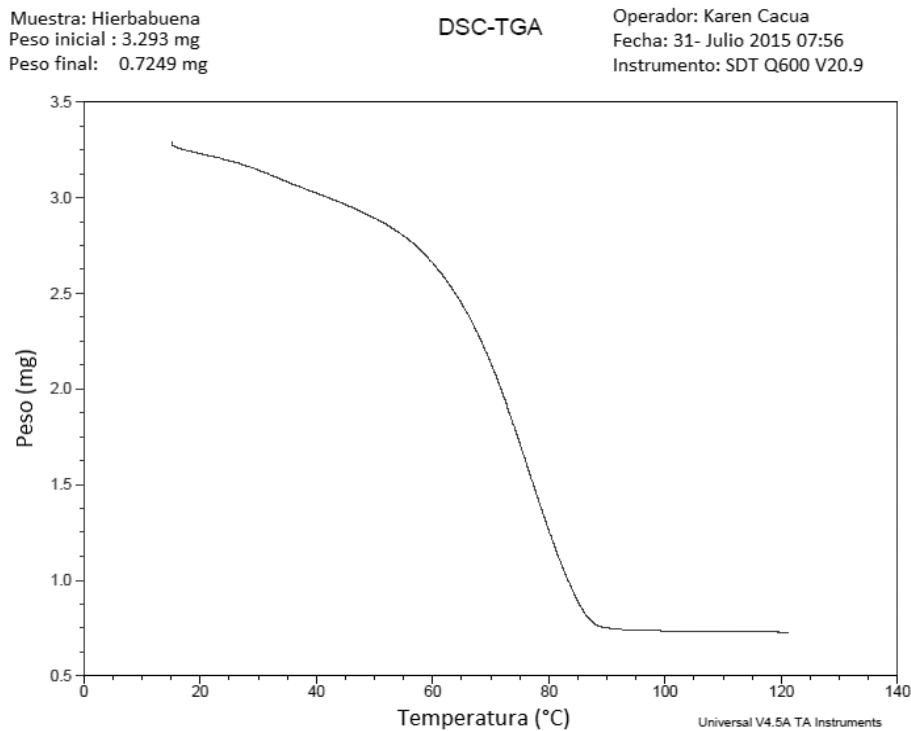
En las figuras que se verán en los resultados se muestran las desviaciones de los valores obtenidos para el error reportado por Zukauskas, estos no deben confundirse con las barras de error obtenidas a partir de las incertidumbres y desviaciones estándar en las medidas realizadas durante la experimentación.

## 3. Resultados y discusión

### 3.1 Contenido de humedad del producto

Las plantas de menta contienen típicamente entre 75-85% de humedad en base húmeda (Tarhan, Telci, Tuncay, & Polatci, 2010). El contenido de humedad inicial de la Hierbabuena se determinó como lo indica el numeral 2.2, en la Figura 3-1 se observa la curva termogravimétrica arrojada por el equipo empleado, esta curva fue usada para la determinación del contenido de humedad inicial de la hierbabuena empleada en la experimentación.

**Figura 3-1:** Curva termogravimétrica de la Hierbabuena. Fuente: Analizador termogravimétrico SDT Q600.



De acuerdo la curva de secado representada en la Figura 3-1 y al procedimiento establecido en la sección 2.2 se calcularon los porcentajes de contenido de humedad inicial, el contenido en kilogramos de agua total para la prueba y la réplica. Estos resultados se resumen en la Tabla 3-1.

**Tabla 3-1:** Contenido de humedad y pesos de la hierbabuena. Fuente: Elaboración propia.

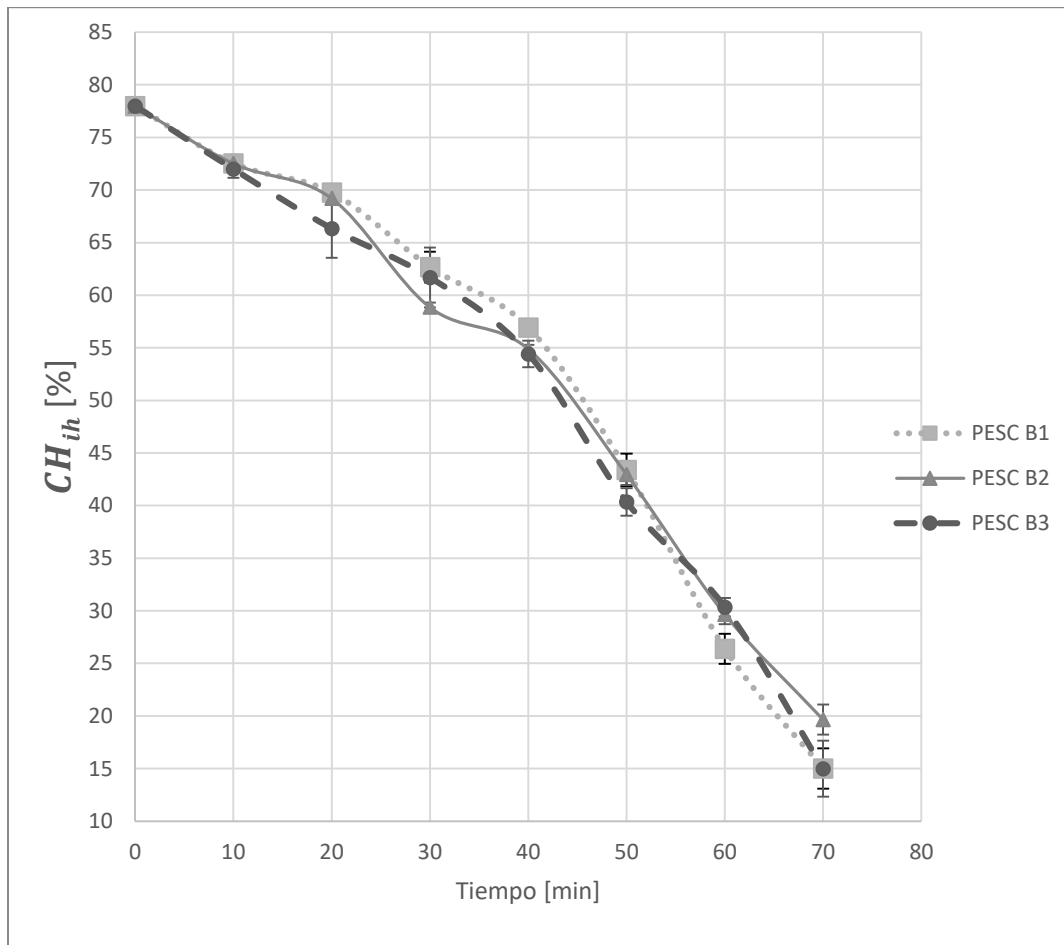
Características de la Hierbabuena			
Porcentaje de humedad inicial	$CH_{ih}$	%	77,99
Peso de la masa seca de hierbabuena	$w_s$	kg	0,1105
Peso inicial de hierbabuena por bandeja	$w_{ih}$	kg	0,5
Peso total del hierbabuena	$w_{tp}$	kg	1,5
Peso agua inicial por bandeja	$w_a$	kg	0,390
Peso total inicial del agua en la hierbabuena	$w_{ta}$	kg	1,17

El contenido de agua inicial en base humedad determinado ( $CH_{ih}$ ), está dentro del rango reportado por (Tarhan et al., 2010).

### 3.1.1 Variación del contenido de humedad de la hierbabuena durante la prueba y la réplica.

En esta sección se resumen la variación promedio del contenido de humedad de la hierbabuena durante la prueba y la réplica de secado. Se realizó una prueba de secado con configuración escalonada en los tubos del intercambiador, para validar la repetividad de los datos se realizó una réplica de esta prueba. Se analizó la variación el contenido de humedad de la hierbabuena en las bandejas 1, 2 y 3. Las barras de error han sido incluidas en los resultados para resaltar el error estándar del experimento y así analizar diferencias significativas en los resultados.

La Figura 3-2 muestra la variación promedio entre la prueba y la réplica realizada, para el contenido de humedad para las bandejas 1, 2 y 3 durante el tiempo de operación.

**Figura 3-2:** Variación del contenido de humedad en tiempo. Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la Figura 3-2, el contenido de humedad promedio alcanzado para la prueba y la réplica realizada fue  $15,01 \pm 1,91\%$ ,  $19,67 \pm 1,43\%$ ,  $14,99 \pm 2,66\%$  para las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente a una temperatura promedio de  $71,56^\circ\text{C}$ . El contenido promedio de humedad alcanzado fue de  $16,55\%$ , este contenido de humedad final de la hierbabuena es aproximadamente igual al sugerido en la norma NTC 4423, en la cual se recomienda que la hierbabuena deshidratada debe contener al menos un porcentaje de humedad final equivalente a  $13\%$ .

### 3.2 Calor empleado en el proceso de secado

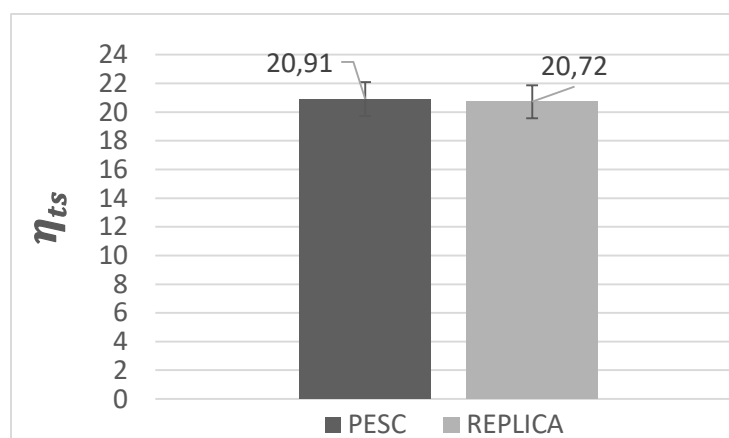
En la Tabla 3-2 se resumen los resultados para el calor empleado en el proceso de secado, así como la eficiencia de la planta diésel, de secado y de cogeneración. Mientras que en la Figura 3-3, se representan las eficiencias térmicas de secado para la prueba y la réplica realizada.

**Tabla 3-2:** Resumen de resultados para la prueba y la réplica de secado. Fuente: Elaboración propia.

Variable	Unidad	PESC	RÉPLICA
$T_{ip}$	°C	36,36	37,00
$T_{fp}$	°C	70,93	72,20
$(m_{H_2O})_e$	kg	1,099	1,109
$\dot{Q}_{sen}$	W	37,84	38,88
$\dot{Q}_{lat}$	W	610,05	614,78
$\dot{Q}_{ts}$	W	647,89	653,66
$\dot{Q}_d$	W	3098,40	3154,73
$\eta_m$	%	23,56	24,13
$\eta_{ts}$	%	20,91	20,72
$\eta_g$	%	24,83	25,44

La Figura 3-3 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** representa las eficiencias térmica de secado promedio para la prueba y la réplica realizada para una configuración escalonada.

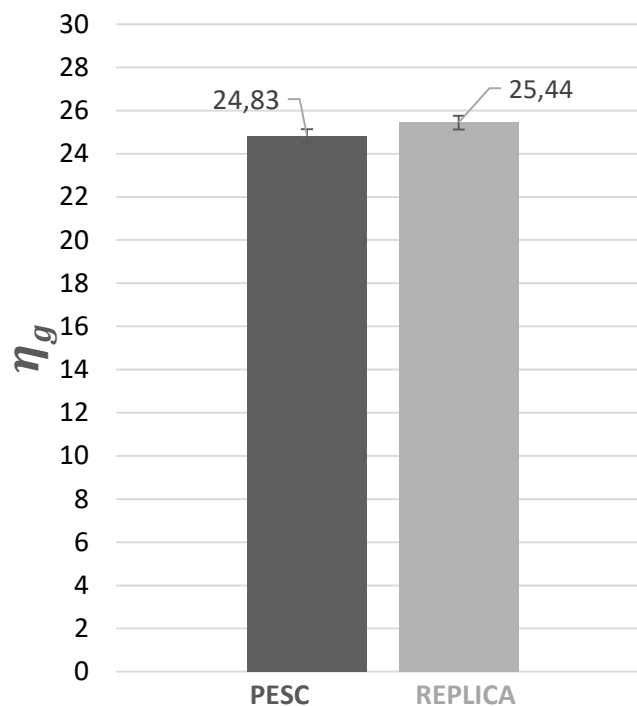
**Figura 3-3:** Eficiencia térmica del secado para la prueba y la réplica realizada. Fuente: Elaboración propia.



Como se puede observar en la Figura 3-4, la eficiencia térmica de secado promedio para la prueba y la réplica realizada en configuración escalonada fue aproximadamente  $20,91 \pm 1,17\%$  y  $20,72 \pm 1,15\%$ .

En la Figura 3-4 se muestra la eficiencia de cogeneración para la prueba y la réplica realizada en configuración escalonada realizadas.

**Figura 3-4:** Eficiencia de cogeneración para la prueba y la réplica de secado. Fuente: Elaboración propia.



Un aprovechamiento de los calores residuales del motor para el proceso de secado de hierbabuena resultó en un leve aumento de la eficiencia de la planta diésel. De acuerdo a la Tabla 3-2, la eficiencia térmica del motor para la prueba escalonada fue 23,56 %, mientras que para la réplica fue 24,13%. La operación de secado maximizó la eficiencia global del sistema a  $24,83 \pm 0,65 \%$  para la prueba escalonada y  $25,44 \pm 0,56 \%$  para la réplica. Este bajo aumento en la eficiencia global se debe a las pérdidas de calor que se presentaron en el intercambiador de calor las cuales equivalen a 2010,8 W, lo que representa el 39,16% del calor disponible en los gases de escape para la prueba en configuración escalonada. Para la réplica estas pérdidas representaron el 38,81% del calor disponible en los gases de escape. Además, la cantidad de hierbabuena deshidratada fue solo

1,5 kg, si se hiciera uso de la cámara de secado para deshidratar más cantidad de calor, se realizaría un mayor aprovechamiento de los gases de escape y esto aumentaría la eficiencia global.

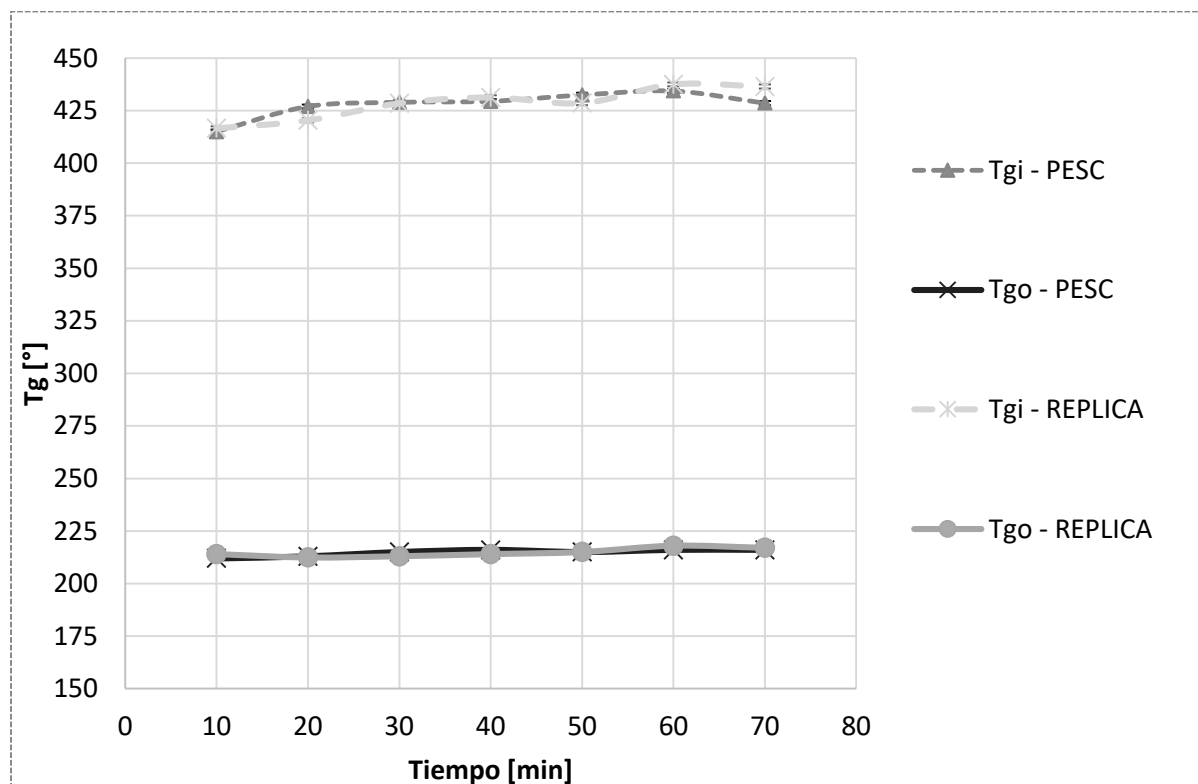
### 3.3 Cálculos experimentales de la transferencia de calor

De acuerdo a las mediciones experimentales se calculó el calor recuperado por el aire de secado, la efectividad del intercambiador de calor. Estos cálculos fueron realizados tanto para la prueba como para la réplica en configuración escalonada.

En la Figura 3-5 se puede observar como variaba la temperatura de los gases de escape a la entrada y salida del intercambiador de calor para cada una de la prueba y la réplica realizada.

**Figura 3-5:** Variación de la temperatura de los gases de escape en el intercambiador de calor.

Fuente: Elaboracion propia.



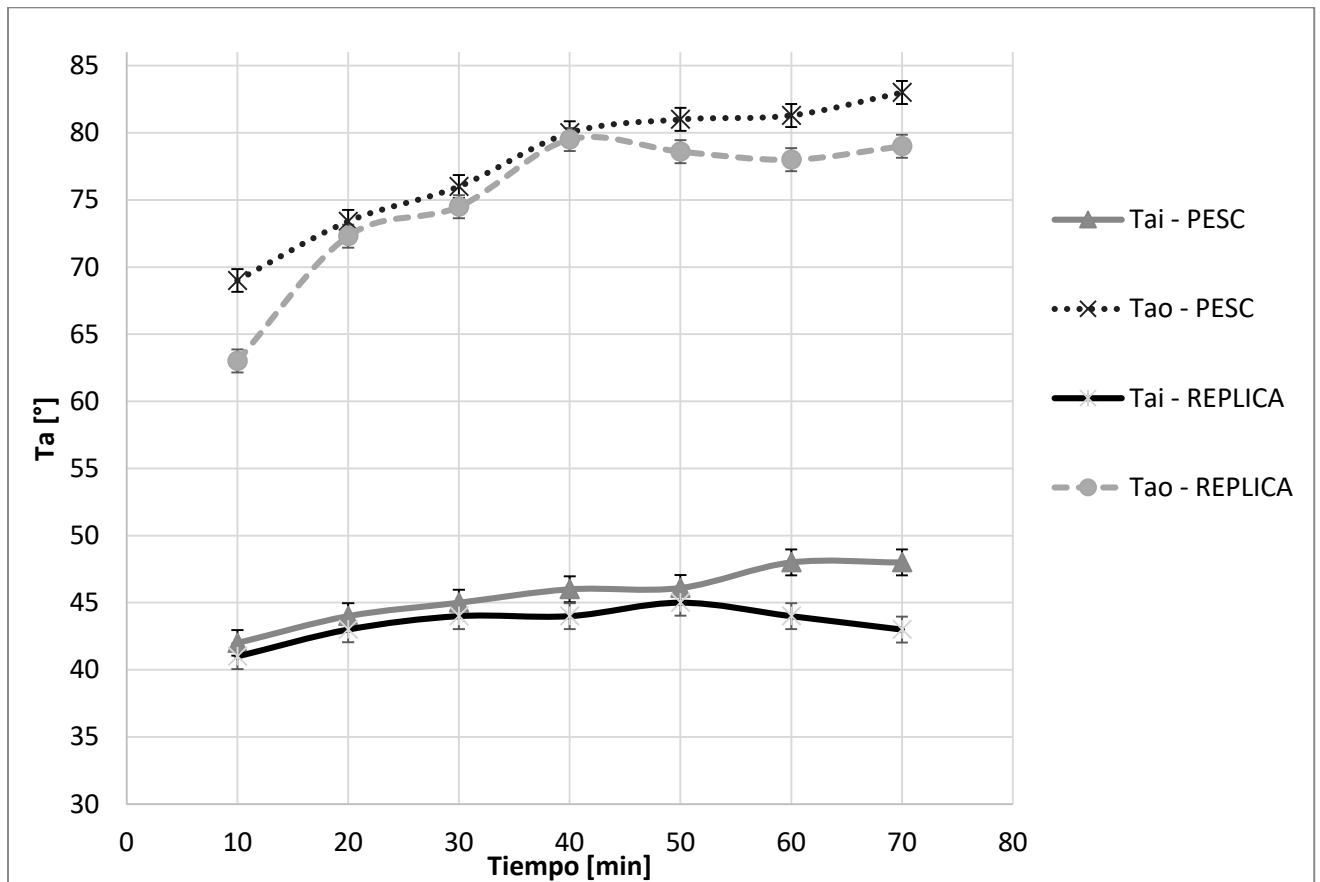
La temperaturas de los gases de escape a la salida y entrada del intercambiador de calor se mantuvieron casi que constantes como lo muestra la Figura 3-5. La temperatura promedio de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor fue 428 y 428,49 °C para prueba y la



réplica respectivamente. A medida que los gases de escape pasaban a través del banco de tubos cedían su calor al agua contenida en los tubos de cambio de fase, estos a su vez al aire de secado, parte del calor disponible en los gases de escape se transmitía a los alrededores a través de las paredes del intercambiador. La temperatura promedio a la salida del intercambiador de calor para los gases de escape fue 214,71 y 214,77 °C para la prueba y la réplica respectivamente.

En la Figura 3-6 se puede apreciar la evolución de la temperatura del aire de secado a la entrada y salida del intercambiador de calor.

**Figura 3-6:** Variación de la temperatura de del aire de secado a la entrada y salida del intercambiador de calor. Fuente: Elaboracion propia.

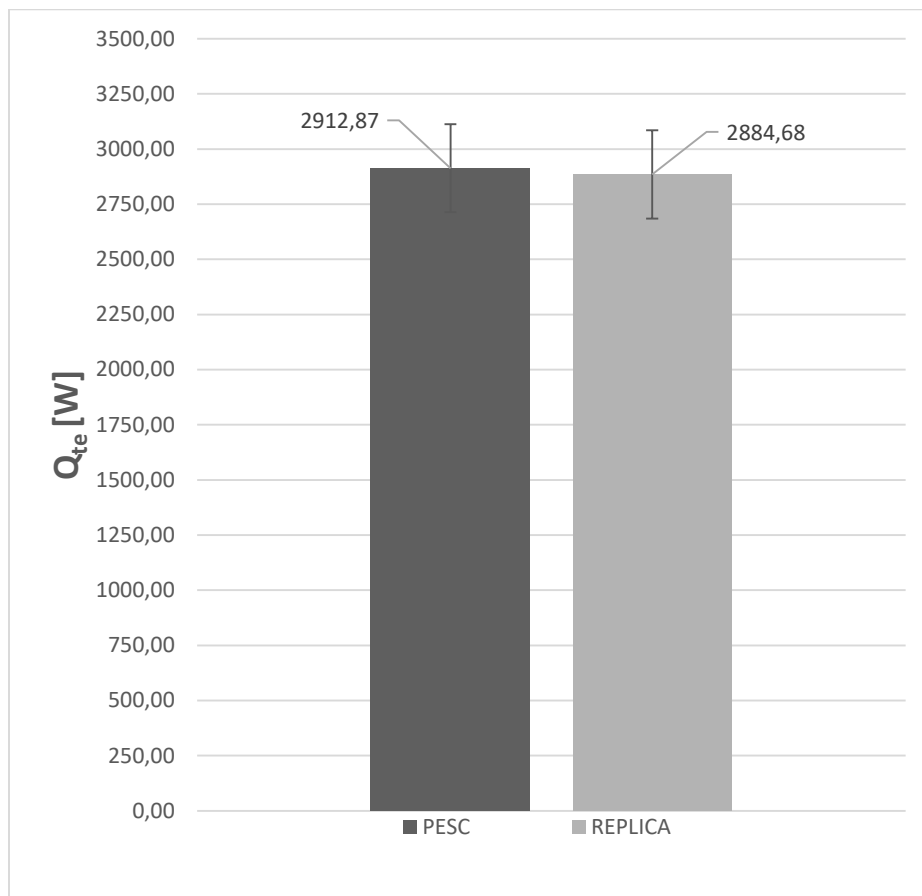


De acuerdo a la Figura 3-6 , la temperatura de secado alcanza un valor estable a partir del minuto 40 para la prueba y la réplica realizada, este valor corresponde aproximadamente a 80°C y se mantiene con una tendencia constante hasta el final del proceso de secado. La temperatura del

aire de secado aumenta 32,09 y 31,56°C respecto al valor de temperatura de entrada al intercambiador prueba y la réplica respectivamente.

Las relaciones del calor recuperado por el aire de secado para la prueba y la réplica realizada se resumen en la Figura 3-7.

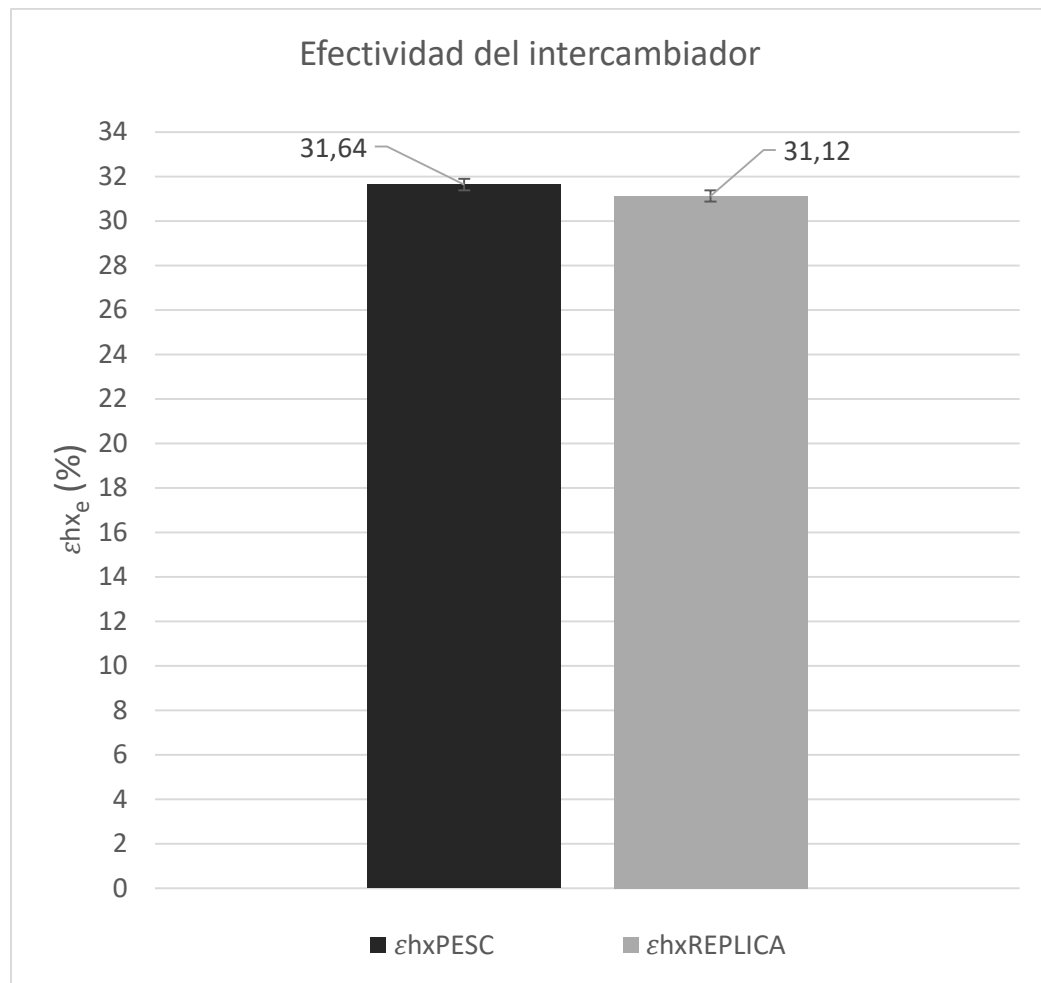
**Figura 3-7:** Calor recuperado por el aire de secado. Fuente: Elaboracion propia.



El calor recuperado representado en la Figura 3-7, representa la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado a través de los tubos y la placa que separa ambos fluidos. Como se verá más adelante, mediante la metodología numérica se determinó el porcentaje de calor transferido a través de la placa y los tubos de cambio de fase.

En la Figura 3-8 se puede apreciar la efectividad del intercambiador de calor para la prueba y la réplica realizada.

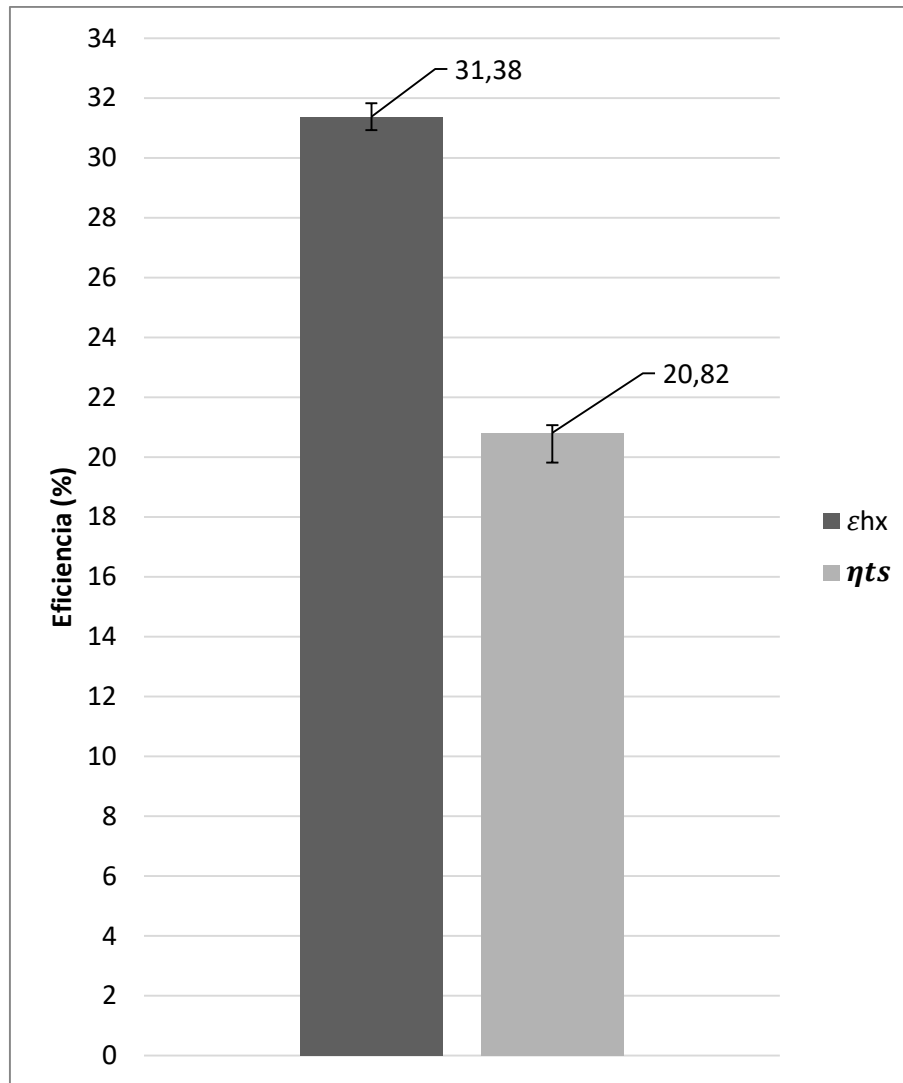
**Figura 3-8:** Efectividad del intercambiador de calor para la prueba y la réplica realizada. Fuente: Elaboración propia.



La efectividad en la recuperación de calor para configuración escalonada fue  $31,65 \pm 0,45$  % para la prueba , mientras que para la réplica realizada este efectividad fue  $31,12 \pm 0,27$  %.

La Figura 3-9 muestra la relación entre la eficiencia promedio de secado con la efectividad promedio en la recuperación del calor en el intercambiador para la prueba y la réplica realizada.

**Figura 3-9:** Relación entre la eficiencia de secado y la efectividad en la transferencia de calor en el intercambiador. Fuente: Elaboración propia.



Como se puede observar en la Figura 3-9, la eficiencia térmica promedio de secado  $20,82 \pm 1,17\%$ , mientras que la efectividad promedio experimental del intercambiador de calor fue  $31,38 \pm 0,45$ , por lo que se puede asegurar que no todo el flujo de calor desde los gases de escape en la sección de condensación del intercambiador de calor es aprovechado por la cámara de secado, esto se debe a las pérdidas de calor que se generan en la cámara de secado a través de las paredes de ésta.

El proceso de secado es un proceso de transferencia de calor y masa, en la cámara de secado no solo debe calentarse el producto hasta la temperatura final de secado, sino que también deben calentarse el agua presente en ese para así evaporarla, mientras que el intercambiador de calor la energía disponible es empleada en el calentamiento del aire que atraviesa el intercambiador

### 3.4 Evaluación numérica de la transferencia de calor en el intercambiador de calor de tubos de cambio de fase

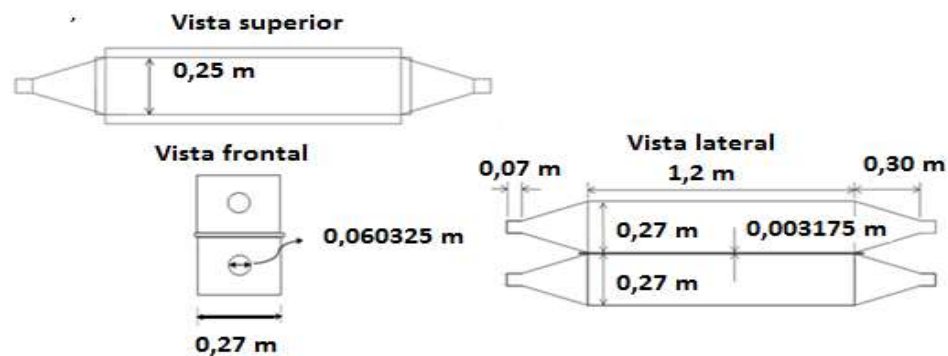
En esta sección se re presentan los resultados obtenidos para la predicción de la tasa de transferencia de calor total desde los gases de escape al aire de secado, así como la predicción de la temperatura a la salida del intercambiador de calor para los gases de escape y el aire de secado. Los cálculos se realizaron siguiendo el procedimiento establecido en la sección 2.5.

#### 3.4.1 Resultados para geometría escalonada

##### Parametrización del intercambiador de calor.

En la Figura 3-10 se puede observar las dimensiones del intercambiador de calor de cambio de fase empleado la experimentación realizada.

**Figura 3-10:** Dimensiones del intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia



De la Figura 3-10, se determinaron las dimensiones:

Ancho del ducto  $A = 0,25\text{ m}$

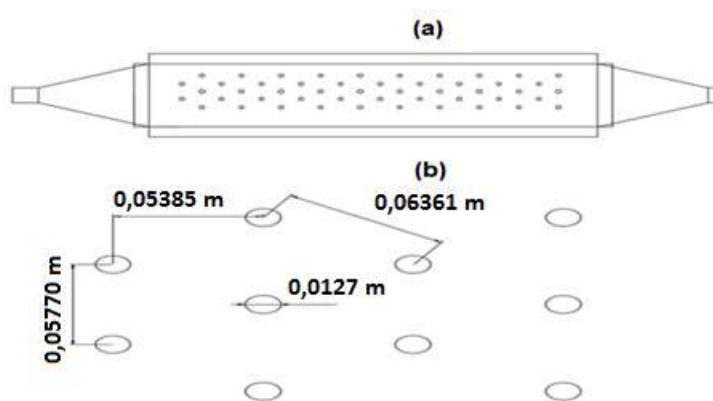
Alto del ducto  $B = 0,27\text{ m}$

Largo del ducto  $C = 1,2 \text{ m}$

Espesor de lámina del ducto o longitud de la sección adiabática,  $L_a = 0,003175 \text{ m}$

En la Figura 3-11 (a) se muestra la distribución geométrica para la configuración escalonada y en la Figura 3-11 (b) un detalle de los valores para esta configuración geométrica, entre los que tenemos el paso longitudinal  $S_L$ , el paso transversal  $S_T$  y el paso diagonal  $S_D$ .

**Figura 3-11:** Distribución geométrica de los tubos para configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.



Donde:

Número total de tubos,  $N_T = 50$ , Número de filas en la dirección del flujo  $N = 20$

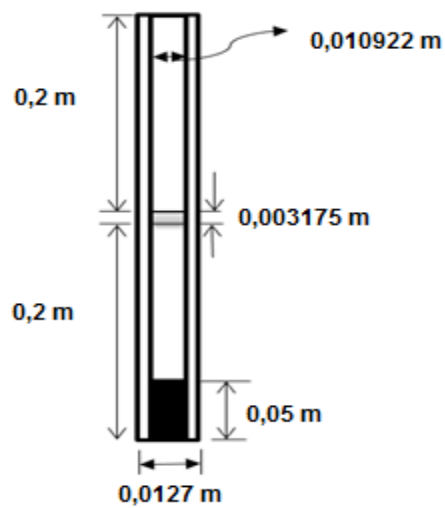
Paso longitudinal,  $S_L = 0,05385 \text{ m}$ , Paso transversal,  $S_T = 0,05770 \text{ m}$

Paso diagonal,  $S_D = 0,06361 \text{ m}$

Las características de cada tubo termosifón se describen en la

Figura 3-12.

**Figura 3-12:** Características del tubo tipo termosifón. Fuente: Elaboración propia



De la

Figura 3-12 se determinaron las siguientes medidas :

- Material del tubo: Tubería de cobre Tipo L.
- Diámetro exterior del tubo,  $D_o = 0,0127 \text{ m}$
- Diámetro interior del tubo,  $D_i = 0,010922 \text{ m}$
- Espesor de pared del tubo,  $e = 0,003175 \text{ m}$

- Conductividad térmica del cobre,  $\lambda_t = 401 \frac{W}{mK}$
- Longitud del tubo en la sección de evaporación,  $L_e = 0,2 m$
- Longitud del tubo en la sección de condensación,  $L_c = 0,2 m$
- Longitud de la piscina,  $L_p = 0,01905 m$
- Presión del agua dentro del tubo,  $P_{H_2O} = 85,113 kPa$

## Calculo de coeficientes convectivos de transferencia de calor

Para realizar el cálculo del coeficiente convectivos en la zona de evaporación y condensación se realizaron las siguientes consideraciones iniciales.

- La posición del banco de tubos es perpendicular respecto a la entrada del flujo,  $\beta = 90^\circ$
- Puesto que la combustión del diésel es una combustión que se da con una mezcla rica en aire, las propiedades de los gases de escape a la salida del motor se idealizaron como las propiedades del aire a la misma temperatura de salida del motor.
- Las propiedades y números adimensionales de ambos fluidos se evaluaron en las tablas del fluido correspondiente a la temperatura media aritmética del fluido que pasa a través del banco de tubos y a la temperatura de pared del tubo, además las propiedades se asumen constantes a lo largo del banco de tubos. Estas propiedades son el calor específico ( $C_p$ ), conductividad térmica ( $\lambda$ ), viscosidad dinámica ( $\mu$ ), mientras que los números adimensionales son el número de Prant ( $Pr$ ) y numero de Reynolds ( $Re$ )
- La presión del agua al interior de los tubos corresponde a la presión atmosférica, por lo tanto, su temperatura de evaporación es la temperatura de saturación a la presión dada,  $T_{sat} @ P_{sat} = P_a = 85113 Pa$
- La temperatura de pared en la superficie exterior del evaporador y del condensador ( $T_{we}, T_{wc}$ ) es igual a la temperatura de cambio de fase del fluido al interior de los tubos,  $T_{we} = T_{wc} = T_{sat} @ 85113 Pa = 94,5^\circ C$
- La temperatura media de los gases de escape a lo largo del banco de tubos en la sección de evaporación se asumió inicialmente como  $390^\circ C$ .  $T_{gm-a} = 390^\circ C$
- La temperatura media del aire de secado a lo largo del banco de tubos en la sección de condensación se asumió inicialmente como  $60^\circ C$ .  $T_{am-a} = 60^\circ C$



En la

Tabla **3-3** se muestran los valores obtenidos mediante las correlaciones de Zukauskas después de 3 iteraciones para los coeficientes convectivos, las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos.

**Tabla 3-3:** Coeficientes convectivos y temperaturas de entrada y salida. Fuente: Elaboración propia.

Variable	Abrev	Unidades	Valor
Temperatura promedio de los gases a la entrada	$T_{gi}$	$^{\circ}C$	$428 \pm 0,96$
Temperatura de los gases a la salida según modelo	$T_{go}$	$^{\circ}C$	311,62
Temperatura promedio del aire a la entrada	$T_{ai}$	$^{\circ}C$	$45,59 \pm 0,77$
Temperatura del aire a la salida según modelo	$T_{ao}$	$^{\circ}C$	54,44
Coeficiente convectivo lado de los gases	$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2K}$	26,20
Coeficiente convectivo lado del aire	$h_{co}$	$\frac{W}{m^2K}$	45,44

Es de aclarar que las correlaciones para el número de Nusselt, según lo reportado por Zukauskas tienen un error de  $\pm 15\%$  y además los valores mostrados de temperatura en la

Tabla **3-3** a la salida del intercambiador no consideran el cambio de fase del agua de los tubos, Pérdidas de calor por convección natural sobre las superficies exteriores del intercambiador. Por lo que al final del proceso se validó mediante un balance de masa y energía por primera ley la temperatura real de los gases de escape y del aire de secado a la salida del intercambiador de calor, con lo que luego fueron corregidos los coeficientes convectivos en ambos lados del intercambiador.

#### **Calculo de la tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire de secado**

Con los coeficientes convectivos calculados, se procedió con el cálculo de las resistencias térmicas de acuerdo al procedimiento establecido en capítulo anterior. En la

Tabla **3-4** se resumen los resultados obtenidos después de la primera iteración teniendo en cuenta los coeficientes convectivos determinados mediante el método de Zukauskas.

**Tabla 3-4:** Resumen de resultados para configuración escalonada. Iteración #1. Fuente: elaboración propia.

Variable	Abrev	Unidades	Valor
Resistencia térmica entre la superficie externa de los tubos en el evaporador y los gases de escape	$z_1$	$\frac{K}{W}$	0,09568
Resistencia térmica a través de la pared del evaporador	$z_2$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de evaporación	$z_3$	$\frac{K}{W}$	0,00986
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de condensación	$z_7$	$\frac{K}{W}$	0,01779
Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de condensación	$z_8$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica entre la superficie externa de los tubos en el condensador y el aire de secado	$z_9$	$\frac{K}{W}$	0,05516
Resistencia térmica total	$z$	$\frac{K}{W}$	0,17909
Tasa de transferencia de calor total de los gases de escape al aire se secado	$\dot{Q}_{tm}$	$W$	1485,35
Temperatura de piscina al interior de los tubos. en la zona de evaporación	$T_p$	$^{\circ}C$	143,21
La temperatura del vapor en la zona de condensación	$T_v$	$^{\circ}C$	143,21
Temperatura de pared asumida en la superficie exterior de los tubos en el lado de evaporación	$T_{we}$	$^{\circ}C$	94,5
Temperatura de pared asumida en la superficie exterior de los tubos en el lado de condensación	$T_{wc}$	$^{\circ}C$	94,5

Puesto que la temperatura en el fondo de la piscina en la sección de evaporación y la temperatura del vapor en la sección de condensación son diferentes a las temperaturas de pared asumidas en ambas secciones del intercambiador de calor ( $T_{we} \neq T_p, T_{wc} \neq T_v$ ) se recalcularon todos los valores considerando que la temperatura de pared en el evaporador es igual a la temperatura del líquido en el fondo de la piscina ( $T_{we} = T_p = 143,21^{\circ}C$ ), y que además la temperatura de pared de los tubos en la sección del condensador es igual a la temperatura de vapor ( $T_{wc} = T_v = 143,21^{\circ}C$ ).

Se realizaron 4 iteraciones hasta que la temperatura en el fondo de la piscina en la sección de evaporación y la temperatura del vapor en el lado de condensación fueran iguales las temperaturas de pared asumidas en ambas secciones del intercambiador de calor ( $T_{we} = T_p, T_{wc} = T_v$ ). Los resultados obtenidos se muestran en la en la Tabla 3-5.

**Tabla 3-5:** Resumen de resultados para configuración escalonada. Iteración #2. Fuente: Elaboración propia.

Variable	Abrev	Unidades	Valor
Temperatura de los gases a la entrada	$T_{gi}$	$^{\circ}C$	428
Temperatura de los gases a la salida según modelo	$T_{go}$	$^{\circ}C$	331,12
Temperatura media de los gases de escape recalculada	$T_{g,mr}$	$^{\circ}C$	379,56
Temperatura del aire a la entrada	$T_{ai}$	$^{\circ}C$	45,59
Temperatura del aire a la salida según modelo	$T_{ao}$	$^{\circ}C$	64,50
Temperatura media del aire recalculada	$T_{a,mr}$	$^{\circ}C$	55,04
Coeficiente convectivo lado de los gases	$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2K}$	26,16
Coeficiente convectivo lado del aire	$h_{co}$	$\frac{W}{m^2K}$	45,44
Resistencia térmica entre la superficie externa de los tubos en el evaporador y los gases de escape	$z_1$	$\frac{K}{W}$	0,09580
Resistencia térmica a través de la pared del evaporador	$z_2$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de evaporación	$z_3$	$\frac{K}{W}$	0,00952
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de condensación	$z_7$	$\frac{K}{W}$	0,01809
Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de condensación	$z_8$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica entre el aire de secado y la superficie externa de los tubos en el condensador	$z_9$	$\frac{K}{W}$	0,05516
Resistencia térmica total	$z$	$\frac{K}{W}$	0,17917
Tasa de transferencia de calor total de los gases de escape al aire se secado a través de los tubos de cambio de fase	$\dot{Q}_{ga-t}$	$W$	1593,94

Temperatura de piscina al interior de los tubos, en la zona de evaporación	$T_p$	$^{\circ}C$	149,66
La temperatura del vapor en la zona de condensación	$T_v$	$^{\circ}C$	150,07
Temperatura de pared en la superficie exterior de los tubos en el lado de evaporación	$T_{we}$	$^{\circ}C$	149,65
Temperatura de pared en la superficie exterior de los tubos en el lado de condensación	$T_{wc}$	$^{\circ}C$	150,06

### Cálculos de pérdidas por convección natural en el intercambiador de calor

Para el cálculo de pérdidas en el evaporador y en el condensador se realizaron las siguientes suposiciones:

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Los gases de escape y el aire se trataron como gases ideales
- Temperatura ambiente  $T_{\infty} = 36,36^{\circ}C$
- La temperatura en la superficie externa del ducto en la sección de evaporación se asumió como la temperatura media de los gases de escape en el intercambiador.  $T_{se} = T_{g,mr} = 379,56^{\circ}C$ .
- La temperatura en la superficie externa del ducto en la sección de condensación se asumió como la media aritmética entre la entrada y la salida del aire de secado en el intercambiador,  $T_{sc} = T_{a,mr} = 55,04^{\circ}C$
- Las propiedades del aire circundante en el lado de evaporación se evaluaron a la temperatura de película de  $T_{fe} = 207,96^{\circ}C$
- Las propiedades del aire circundante en el lado de condensación se evaluaron a la temperatura de película  $T_{fc} = 45,70^{\circ}C$
- Gravedad local  $9,8 \frac{m}{s^2}$

### Calculo de pérdidas de calor por convección natural en el lado del evaporador y condensación

De acuerdo a las suposiciones iniciales y al procedimiento descrito en la sección 2.5.2 de la metodología, los resultados obtenidos para la pérdida de calor en el lado de evaporación del intercambiador se resumen en la Tabla 3-6.

**Tabla 3-6:** Pérdidas de calor por convección natural en el intercambiador de calor. Fuente: Elaboración propia.

Variable	Abrev	Unidades	Valor
Tasa de pérdida de calor en el evaporador	$\dot{Q}_{pe}$	$W$	2238,68
Tasa de pérdida de calor en el condensador	$\dot{Q}_{pc}$	$W$	77,89

### **Cálculo de la tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire de secado a través de la placa que separa los conductos**

La tasa de transferencia de calor conducido a través de la placa se calculó según el procedimiento definido en la sección 2.5.3 y de acuerdo a la ecuación (2-92).

$$\dot{Q}_{pa} = 1582,12 \text{ W}$$

La tasa de transferencia de calor total transferido al aire de secado según el modelo se calculó como la suma algebraica entre el calor transferido a través de los tubos de cambio de fase y el calor transferido a través de la placa.

$$\dot{Q}_{tm} = 3176,07 \text{ W}$$

### **Validación de los resultados mediante balances de masa y energía en el intercambiador de calor**

Los cálculos de las temperaturas de salida de los gases de escape y del aire de secado en el intercambiador se basaron solamente en el método de Zukauskas, mediante este método no se consideraron las pérdidas de calor al ambiente en la sección de evaporación y condensación, además de la transferencia de calor de los gases al aire de secado a través de la placa, por lo que se realizó un balance de masa para cada una de las secciones del intercambiador de acuerdo a la metodología descrita en la sección 2.5.4, con el fin de validar la temperatura de salida de los gases de escape y el aire de secado teniendo en cuenta las pérdidas en el intercambiador, luego de esto se recalcularon los coeficientes convectivos, las nuevas temperaturas para ambos fluidos y las tasas de transferencia de calor.

Mediante los balances de masa y energía se determinaron los valores de temperatura a la salida del intercambiador para los gases de escape y el aire de secado, los resultados fueron:

$$T_{go} = 206,10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ao} = 79,71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Puesto que las temperaturas calculadas mediante los balances no coinciden con las reportadas en la tabla Tabla 3-5, se usaron los valores calculados mediante los balances para recalculer los coeficientes convectivos en ambos lados del intercambiador, y así determinar de manera iterativa las temperaturas de los gases de escape y el aire de secado a la salida del intercambiador como lo indica el algoritmo.

Luego de 7 iteraciones los resultados obtenidos se muestran en la

Tabla 3-7.

**Tabla 3-7:** Resumen de resultados para la prueba inicial. Fuente: Elaboración propia

Variable	Abrev	Unidades	Valor
Temperatura de los gases a la salida (Experimental)	$T_{go}$	$^\circ\text{C}$	214,71
Temperatura de los gases a la salida (Modelo)	$T_{go}$	$^\circ\text{C}$	245,37
Temperatura del aire a la salida (experimental)	$T_{ao}$	$^\circ\text{C}$	77,67
Temperatura del aire a la salida (modelo)	$T_{ao}$	$^\circ\text{C}$	71,94
Coeficiente convectivo lado de los gases	$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2K}$	26,63
Coeficiente convectivo lado del aire	$h_{co}$	$\frac{W}{m^2K}$	45,20
Resistencia térmica entre la superficie externa de los tubos en el evaporador y los gases de escape	$z_1$	$\frac{K}{W}$	0,09413
Resistencia térmica a través de la pared del evaporador	$z_2$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de evaporación	$z_3$	$\frac{K}{W}$	0,01128
Resistencia térmica de la capa de condensado en la zona de condensación	$z_7$	$\frac{K}{W}$	0,01687

Resistencia térmica a través de las paredes del tubo en la sección de condensación	$z_8$	$\frac{K}{W}$	0,00030
Resistencia térmica entre el aire de secado y la superficie externa de los tubos en el condensador	$z_9$	$\frac{K}{W}$	0,05545
Resistencia térmica total	$z$	$\frac{K}{W}$	0,17833
Tasa de transferencia de calor total de los gases de escape al aire se secado a través de los tubos de cambio de fase	$\dot{Q}_{ga-t}$	$W$	1122,29
Tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire se secado a través de la placa que separa ambas secciones	$\dot{Q}_{pa}$	$W$	1368,47
Tasa de transferencia de calor total de los gases de escape al aire de secado (modelo)	$\dot{Q}_{tm}$	$W$	2490,76
Tasa de transferencia de calor total de los gases de escape al aire de secado (experimental)	$\dot{Q}_{te}$	$W$	2912,87
Pérdidas de calor en la sección de evaporación	$\dot{Q}_{pe}$	$W$	1926,29
Pérdidas de calor en la sección de condensación	$\dot{Q}_{pc}$	$W$	97,79
Temperatura de piscina al interior de los tubos, en la zona de evaporación	$T_p$	$^{\circ}C$	119,95
La temperatura del vapor en la zona de condensación	$T_v$	$^{\circ}C$	119,88

Como se puede observar en la

Tabla **3-7** el modelo matemático predice con un error del 14,49% la tasa de transferencia de calor, este error puede deberse a la incertidumbre en los valores del número de Nusselt a partir de las correlaciones de Zukauskas, la cual es del  $\pm 15\%$ . Para validar la relación del error reportado por Zukauskas en el cálculo del número de Nusselt con los resultados inicialmente obtenidos, se repitieron todos los cálculos anteriores afectando el número de Nusselt 15 % por encima y 15 % por debajo, es decir que los coeficientes convectivos se calcularon para dos casos se describió en las ecuaciones (2-98) y (2-99). Los resultados arrojados por el modelo para la prueba y la réplica se reportan en la Tabla 3-8 y Tabla 3-9.

**Tabla 3-8:** Resumen de resultados de la evaluación numérica para la prueba inicial en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.

Abrev	Unidades	Modelo			Experimental
		$Nu = Nu$	$Nu = 1,15Nu$	$Nu = 0,85Nu$	
$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	26,63	30,68	22,59	N/A
$h_{co}$	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	45,20	51,90	38,29	N/A
$z$	$\frac{K}{W}$	0,17833	0,1593	0,20491	N/A
$\dot{Q}_{pa}$	$W$	1368,47	1541,07	1178,76	N/A
$\dot{Q}_{ga-t}$	$W$	1122,29	1200,70	1032,70	N/A
$\dot{Q}_{pe}$	$W$	1926,29	1892,89	1968,16	N/A
$\dot{Q}_{pc}$	$W$	97,79	105,26	105,15	N/A
$\dot{Q}_t$	$W$	2490,76	2741,77	2211,46	2912,87
$\dot{Q}_t \pm$	$W$	+251,01/-279,29	N/A	N/A	199,59
$\epsilon_{hxm}$	$adm$	26,93	29,67	23,88	$31,65 \pm 0,45 \%$
$T_{go}$	$^\circ C$	245,37	236,19	255,40	214,71
$T_{ao}$	$^\circ C$	71,94	74,63	68,79	77,67

Siguiendo el mismo procedimiento empleado para calcular los resultados de la prueba inicial y después de varias iteraciones, se calcularon los resultados para la réplica, éstos se resumen en la Tabla 3-9.

**Tabla 3-9:** Resumen de resultados de la evaluación numérica para la réplica en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia.

Abrev	Unid	Modelo			Experimental
		$Nu = Nu$	$Nu = 1,15Nu$	$Nu = 0,85Nu$	
$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	26,62	30,67	22,58	N/A

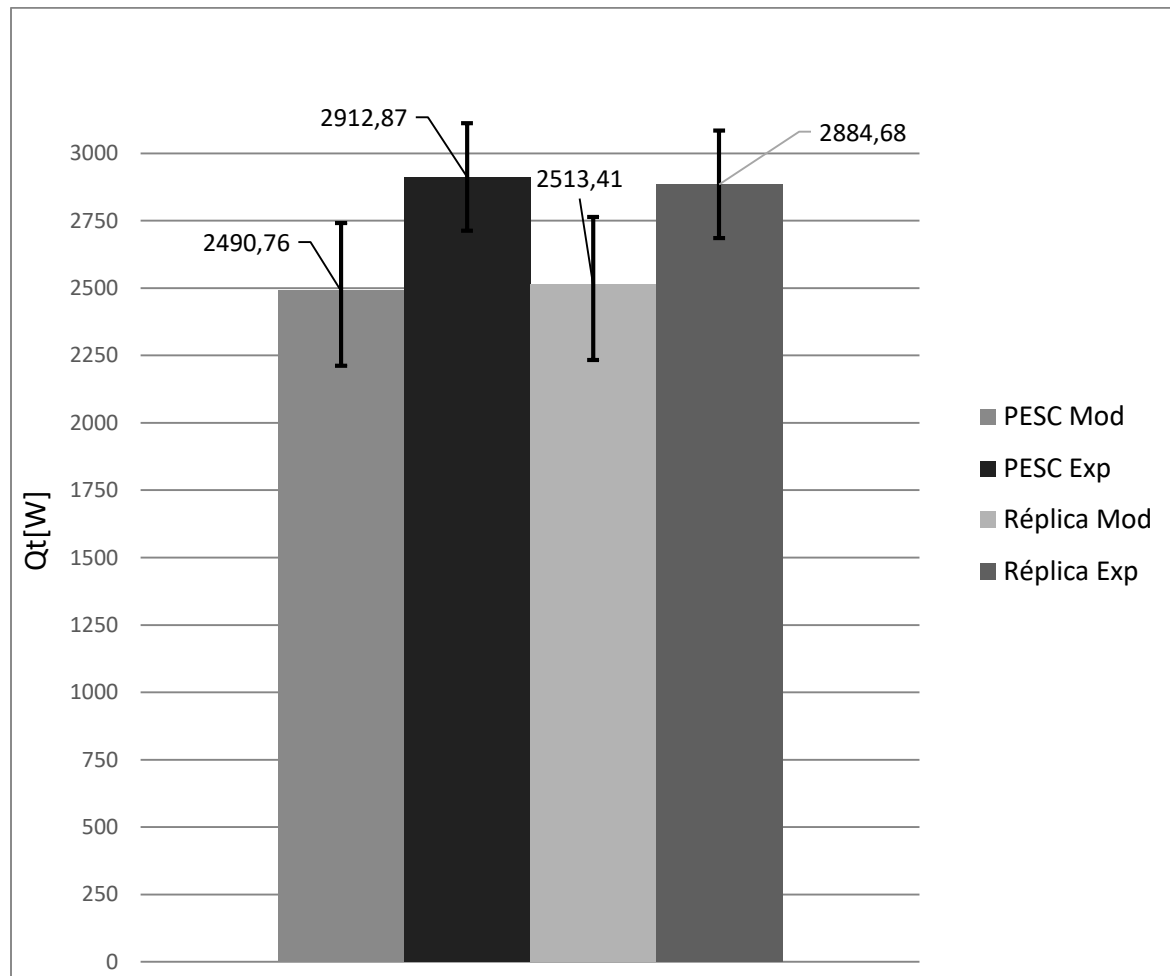


$h_{co}$	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	45,29	52,00	38,55	N/A
$z$	$\frac{K}{W}$	0,17836	0,15908	0,20459	N/A
$\dot{Q}_{pa}$	$W$	1380,01	1553,31	1198,26	N/A
$\dot{Q}_{ga-t}$	$W$	1133,40	1211,01	1034,86	N/A
$\dot{Q}_{pe}$	$W$	1915,06	1880,44	1949,93	N/A
$\dot{Q}_{pc}$	$W$	79,37	86,64	71,94	N/A
$\dot{Q}_t$	$W$	2513,41	2764,32	2233,13	2884,68
$\dot{Q}_t$	$W$	+250,70	N/A	N/A	
$\pm$		/-280,28			199,57
$\epsilon_{hxm}$	$adm$	27,02	29,75	23,98	31,12 $\pm$ 0,27 %.
$T_{go}$	$^\circ C$	245,17	236,03	255,50	214,77
$T_{ao}$	$^\circ C$	70,06	72,72	67,07	74,99

En la Figura 3-13 se puede observar la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado predicha por el modelo y el método experimental para la prueba y la réplica realizada en configuración escalonada.

Es de aclarar que las barras de error presentadas en las figuras arrojadas por el modelo, no corresponden a barras de error asociadas a la incertidumbre de las medidas, estas barras corresponden al error reportado por Zukauskas en su modelo para el cálculo de coeficientes convectivos para fluidos en bancos de tubos.

**Figura 3-13:** Tasa de transferencia de calor total desde los gases de escape hacia el aire de secado para la prueba y la réplica en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia

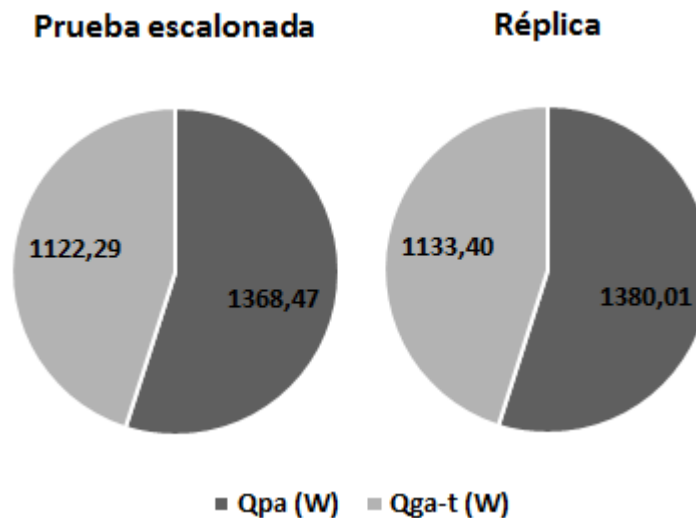


Para la prueba inicial en configuración escalonada, el calor recuperado por el aire de secado según las mediciones experimentales fue  $2912,87 \text{ W} \pm 199,59$ , mientras que el modelo matemático predice que el calor recuperado equivale a  $2490,76 \text{ W} + 251,01/-279,29$ . Cuando en el modelo matemático, el número de Nusselt se afectó con un +15% de error, tal como lo reporta Zukauskas en su metodología, el modelo predijo que el calor recuperado por el aire de secado era  $2741,77 \text{ W}$ , este valor es 6,24% inferior al valor experimental. Si se considera el valor de la incertidumbre en el cálculo del valor experimental, como se puede observar en la Figura 3-13 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, las barras de error para ambos métodos de cálculo se traslapan, por lo que el modelo matemático puede ser empleado en el cálculo de la tasa de transferencia de calor. Para la réplica realizada, el calor recuperado por el aire de secado según las mediciones fue  $2884,68 \text{ W} \pm 199,57 \text{ W}$ , mientras que el modelo predijo un valor equivalente a  $2513,41 \text{ W} + 250,91/-280,28 \text{ W}$ , al igual que en la prueba inicial

este valor se traslapa con el valor calculado experimentalmente, por lo que el modelo es fiable en la predicción de la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado.

Parte del calor recuperado por el aire de secado es transferido a éste a través de los tubos de cambio de fase, mientras que otra parte del calor es transferido a través de la placa como se describió en la sección 2.5.3. En la Figura 3-14 se puede apreciar la tasa de transferencia de calor total y el aporte a ésta por cada uno de los medios de transferencia de calor mencionados anteriormente.

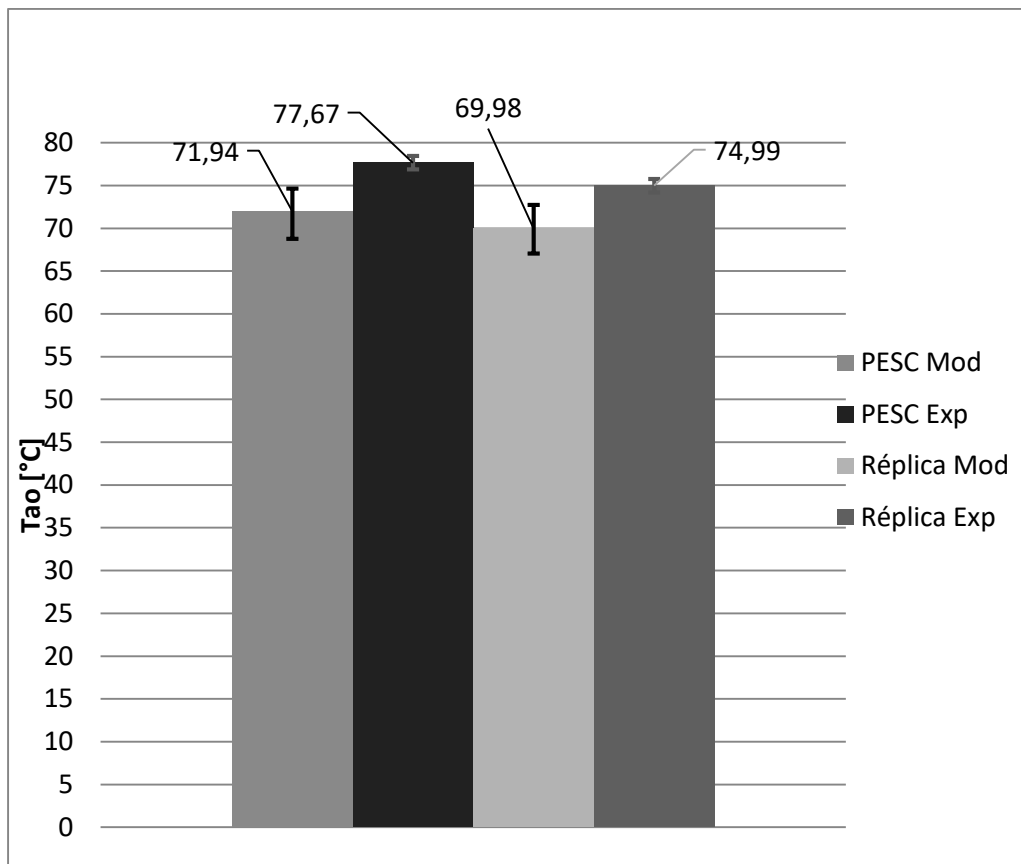
**Figura 3-14:** Tasa de transferencia de calor total de acuerdo al medio para configuración escalonada. Fuente Elaboración propia.



De acuerdo a la Figura 3-14, en la prueba inicial, el 45,06 % de la transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado se presenta a través de los tubos de cambio de fase, mientras que el 54,94 % del calor es transferido a través de la placa que separa los dos fluidos. Para réplica realizada el 45,09 % del calor se transfiere a través de los tubos de cambio de fase y el 54,91% a través de placa que separa los gases de escape del aire de secado. Tanto para la prueba inicial como para la réplica la mayor parte del calor se transfiere a través de la placa que separa los fluidos.

En la Figura 3-15 se puede observar la temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador de calor.

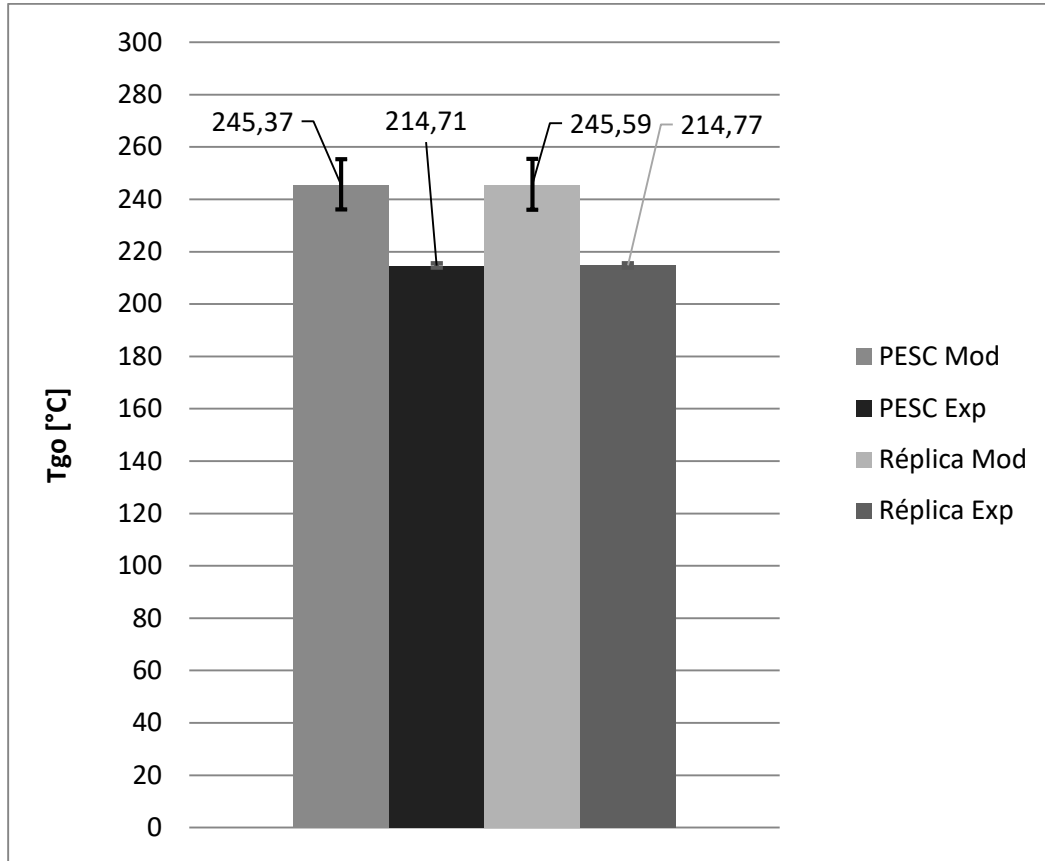
**Figura 3-15:** Temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador, configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia



En configuración escalonada, el valor predicho por el modelo para la temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador en la prueba inicial es  $71,94 + 2,69/-3,15$  °C, y  $69,98 + 2,66/-2,99$  °C para la réplica realizada. La temperatura promedio medida durante la experimentación fue  $77,67 \pm 0,79$  °C. Para la prueba inicial, si se considera un error del 15% por encima del valor predicho, la temperatura predicha por el modelo asciende a  $74,62$  °C, este valor predicho comparado con el experimental es aproximadamente 4,1 % inferior, mientras que para la réplica el valor predicho es 3,13 % inferior.

En la Figura 3-16 se puede observar la temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador para la prueba y la réplica realizada en configuración escalonada.

**Figura 3-16:** Temperatura predicha de los gases de escape a la salida del intercambiador para la prueba y réplica realizada en configuración escalonada. Fuente: Elaboración propia



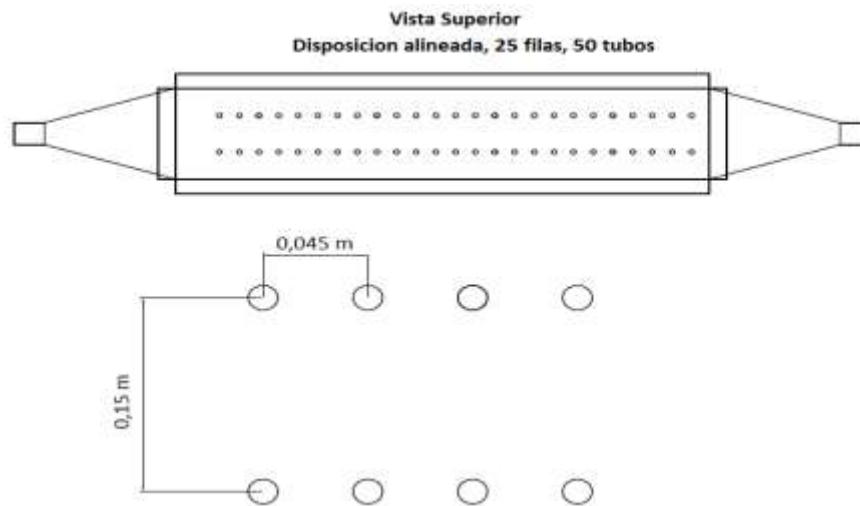
Para la prueba inicial, la temperatura predicha de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor fue  $245,37 + 10,03/-9,18$  °C, cuando en el modelo el coeficiente convectivo para los gases y el aire de secado se afectó con un error de +15% el valor predicho de la temperatura fue  $236,19$  °C, este valor es 9,56% mayor que el valor experimental reportado. Para la réplica realizada, cuando el coeficiente convectivo se afectó con un error de +15% la temperatura predicha fue  $236,03$  °C, este valor es 9,89% superior al valor reportado en los datos experimentales. Este porcentaje de error reportado por el modelo puede deberse a que en los cálculos realizados no se consideraron las pérdidas por radiación desde las paredes del evaporador hacia el ambiente.

### 3.4.2 Resultados numéricos para geometría alineada.

Con el objetivo de evaluar la influencia de la distribución geométrica de los tubos sobre la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado y la efectividad del intercambiador de calor, se empleó el modelo matemático para evaluar las variables mencionadas.

Puesto que por el modo en que estaba construido el intercambiador era imposible realizar una configuración alineada con 50 tubos, se propuso una distribución alineada con 50 tubos y 25 filas en el intercambiador de calor para evaluar de manera numérica el intercambiador de calor mediante el uso del modelo planteado en la metodología. La distribución de los tubos al interior, el paso transversal y longitudinal se describen en la Figura 3-17.

**Figura 3-17.** Distribución geométrica de los tubos para configuración alineada. Fuente: Elaboración propia.



De la Figura 3-17 se determinaron las características de la distribución geométrica de los tubos para la una configuración alineada, los siguientes datos fueron obtenidos:

Número total de tubos,  $N_T = 50$ , Número de filas en la dirección del flujo  $N = 10$

Paso longitudinal,  $S_L = 0,045 \text{ m}$ , Paso transversal,  $S_T = 0,15 \text{ m}$

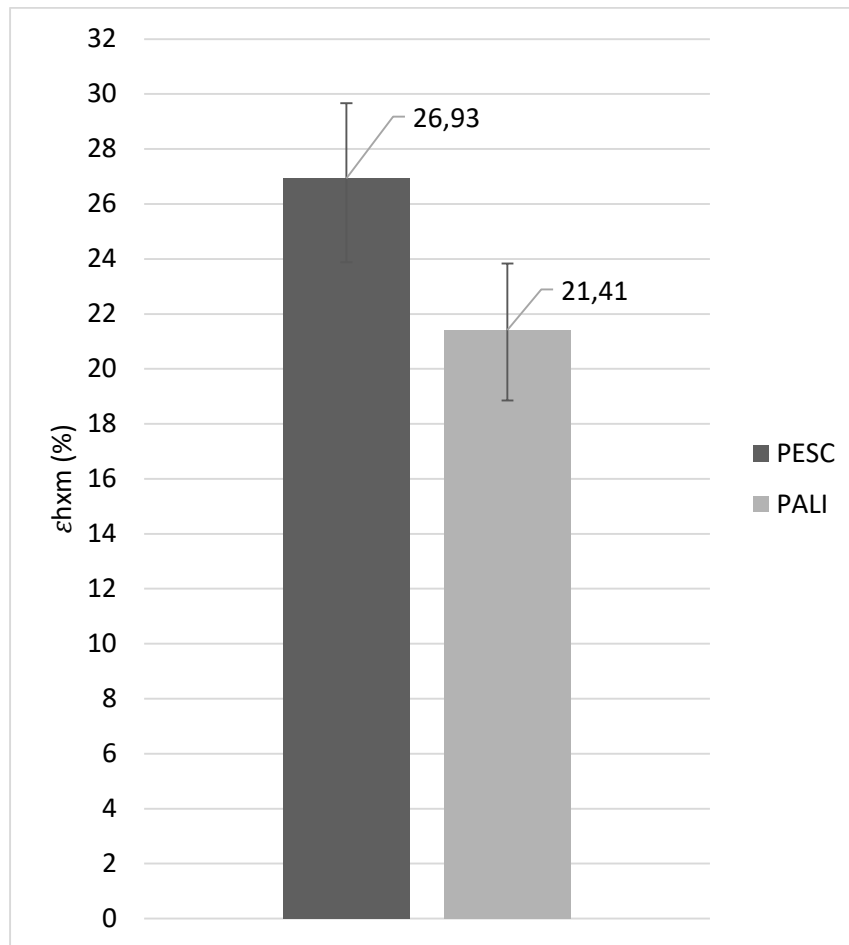
El procedimiento seguido en el numeral 3.4.1, también se empleó para evaluar numéricamente el comportamiento del intercambiador de calor para una configuración era alineada, éste fue usado para predecir los coeficientes convectivos en la sección de evaporación y condensación, la tasa de transferencia de calor de los gases de escape al aire de secado a través de los tubos, la placa que separa las dos secciones y la efectividad del intercambiador de calor. Además, se predijeron las temperaturas de los gases de escape y el aire de secado a la salida del intercambiador de calor. Los resultados se resumen en la Tabla 3-10.

**Tabla 3-10:** Resumen de resultados de la evaluación numérica en configuración alineada. Fuente: Elaboración propia.

Abrev	Unid	Modelo		
		$Nu = Nu$	$Nu = 1.15Nu$	$Nu = 0.85Nu$
$h_{eo}$	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	20,54	23,69	17,40
$h_{co}$	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	30,57	35,13	26
$z$	$\frac{K}{W}$	0,23206	0,20533	0,26838
$\dot{Q}_{pa}$	$W$	1044,67	1182,26	903,93
$\dot{Q}_{ga-t}$	$W$	939,09	1024,03	844,65
$\dot{Q}_{pe}$	$W$	1990,28	1962,17	2023,25
$\dot{Q}_{pc}$	$W$	83,39	89,80	76,69
$\dot{Q}_t$	$W$	1983,76	2206,29	1748,58
$\dot{Q}_t \pm$	$W$	+222,53 /-457,71	N/A	N/A
$\varepsilon_{hxm}$	$adm$	21,41	23,83	18,85
$T_{go}$	$^\circ C$	263,99	255,83	272,48
$T_{ao}$	$^\circ C$	66,52	68,90	64,00

Al comparar los resultados obtenidos matemáticamente entre la prueba escalonada y alineada se concluye que la eficiencia en la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de cambio de fase fue mayor para configuración escalonada con el mismo número de tubos. Esta relación se puede apreciar en la Figura 3-18.

**Figura 3-18 :** Efectividad del intercambiador de calor para configuración escalonada y alineada según el modelo. Fuente: Elaboración propia.

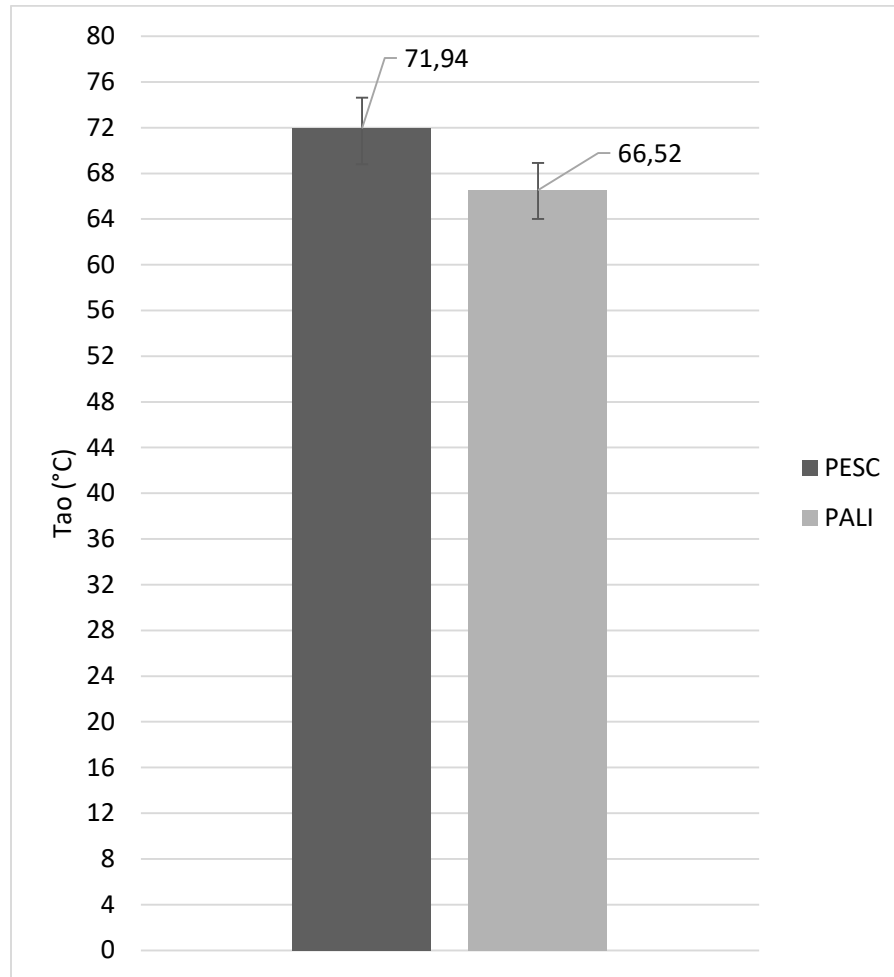


La efectividad en la tasa de transferencia de calor para configuración escalonada fue 5,52% mayor que la efectividad para la configuración alineada.

El modelo arrojó además que la temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador de calor es mayor cuando se usa una configuración escalonada. Esta relación se puede observar en la Figura 3-19.

**Figura 3-19:** Temperatura predicha del aire de secado a la salida del intercambiador de calor para configuración escalonada y alineada según el modelo. Fuente: Elaboración propia





La temperatura del aire de secado fue  $5,42^{\circ}\text{C}$  mayor para configuración escalonada que cuando se emplea una configuración alineada. Esta diferencia se debe a que la velocidad máxima del aire desarrollada en el intercambiador de calor cuando la configuración era escalonada era  $1,55\text{ m/s}$ , mientras que para una configuración alineada esta velocidad era  $1,32\text{ m/s}$ , una velocidad más alta ocasiona que el coeficiente convectivo en el fluido también lo sea. El coeficiente convectivo de transferencia de calor en el lado del aire para una configuración escalonada fue  $45,20 \pm 6,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$ , mientras que cuando la configuración era alineada este coeficiente convectivo fue  $30,57 \pm 4,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$ , un coeficiente convectivo más alto genera una mayor tasa de transferencia de calor, por lo que la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado fue  $24,27\%$  mayor para la configuración escalonada.

### 3.5 Relación entre la eficiencia de secado y la efectividad en el intercambiador de calor.

Durante el desarrollo experimental de la tesis se realizó una prueba y una réplica para configuración escalonada, en la cual se emplearon 50 tubos dispuestos como se describió en el numeral 3.4.1, según los cálculos realizados la velocidad máxima desarrollada del aire de secado promedio fue 1,55 m/s a una temperatura promedio de secado de 71,56 °C. Bajo estas condiciones de aire, el contenido de humedad promedio final fue  $15,01 \pm 1,91\%$ ,  $19,67 \pm 1,43\%$ ,  $14,99 \pm 2,66\%$  para las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente, mientras que el intercambiador de calor presentó una efectividad promedio experimental equivalente a  $31,38 \pm 0,36 \%$ .

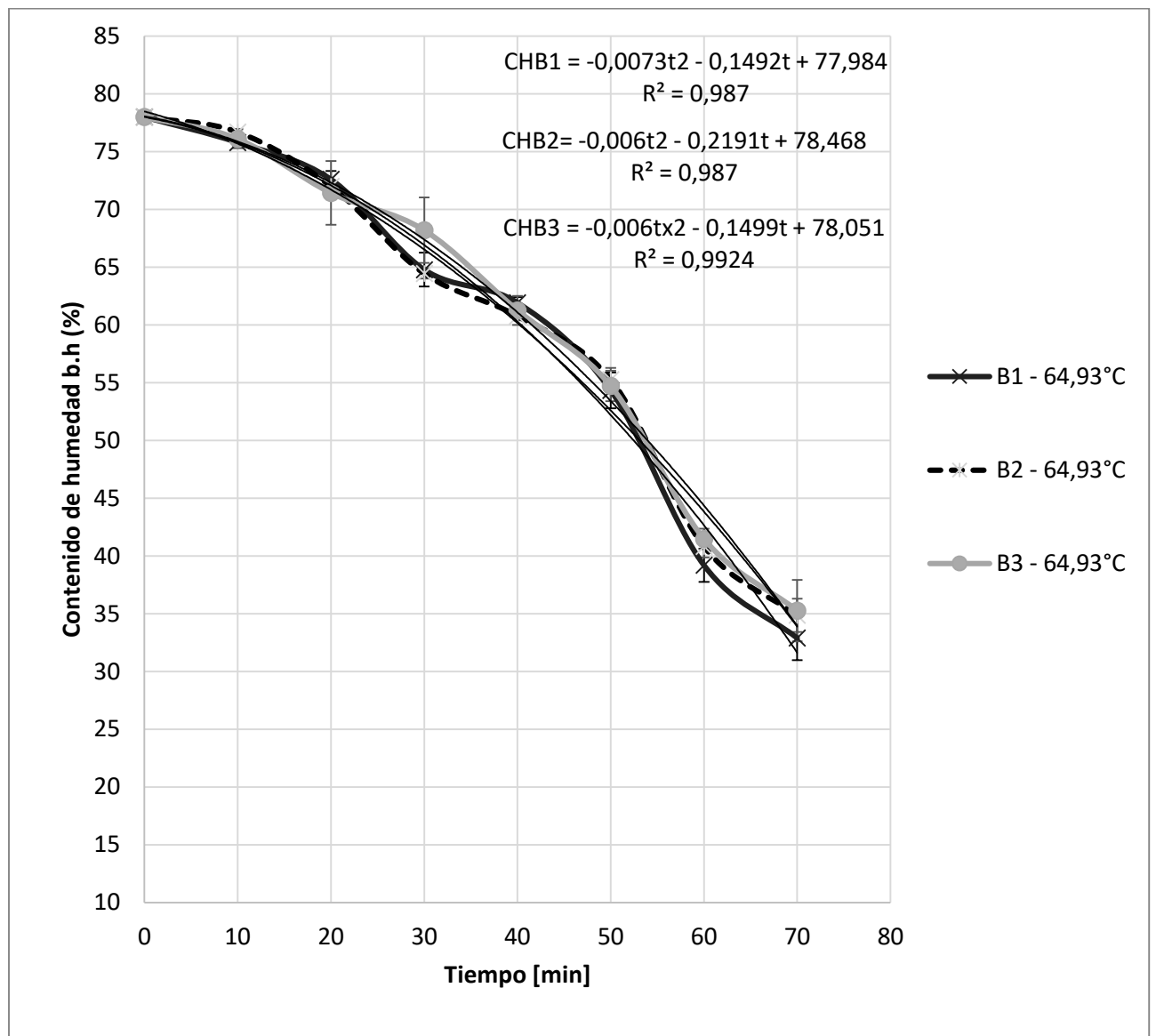
Al evaluar numéricamente mediante el modelo matemático desarrollado, la temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor para una configuración alineada con 50 tubos y para las mismas condiciones de entrada que en la prueba escalonada, se determinó que la temperatura del aire a la salida del intercambiador ascendería hasta 66,52°C a una velocidad máxima de 1,38 m/s, con una efectividad en la recuperación de calor equivalente a 21,41%.

De experimentaciones anteriores se tiene información de la variación del contenido de humedad para 1500 g de hierbabuena durante 70 minutos, a una velocidad promedio de 1,51 m/s y a una temperatura de secado de 64,93°C, la cual coincide por muy poca diferencia con la temperatura de 66,52 predicha por el modelo para configuración alineada con 50 tubos. Estos datos podrían usarse para evaluar el efecto de la temperatura del aire sobre la eficiencia en el proceso de secado, esto teniendo en cuenta que el cambio en la velocidad del aire es relativamente bajo. En la

Figura 3-20 se puede observar la variación el contenido de humedad determinado de manera experimental para la hierbabuena a una temperatura de secado de 64,93°C.

**Figura 3-20:** Variación del contenido de humedad para una temperatura de secado de 64,93°C.

Fuente: Elaboración propia.



Como se puede observar en la

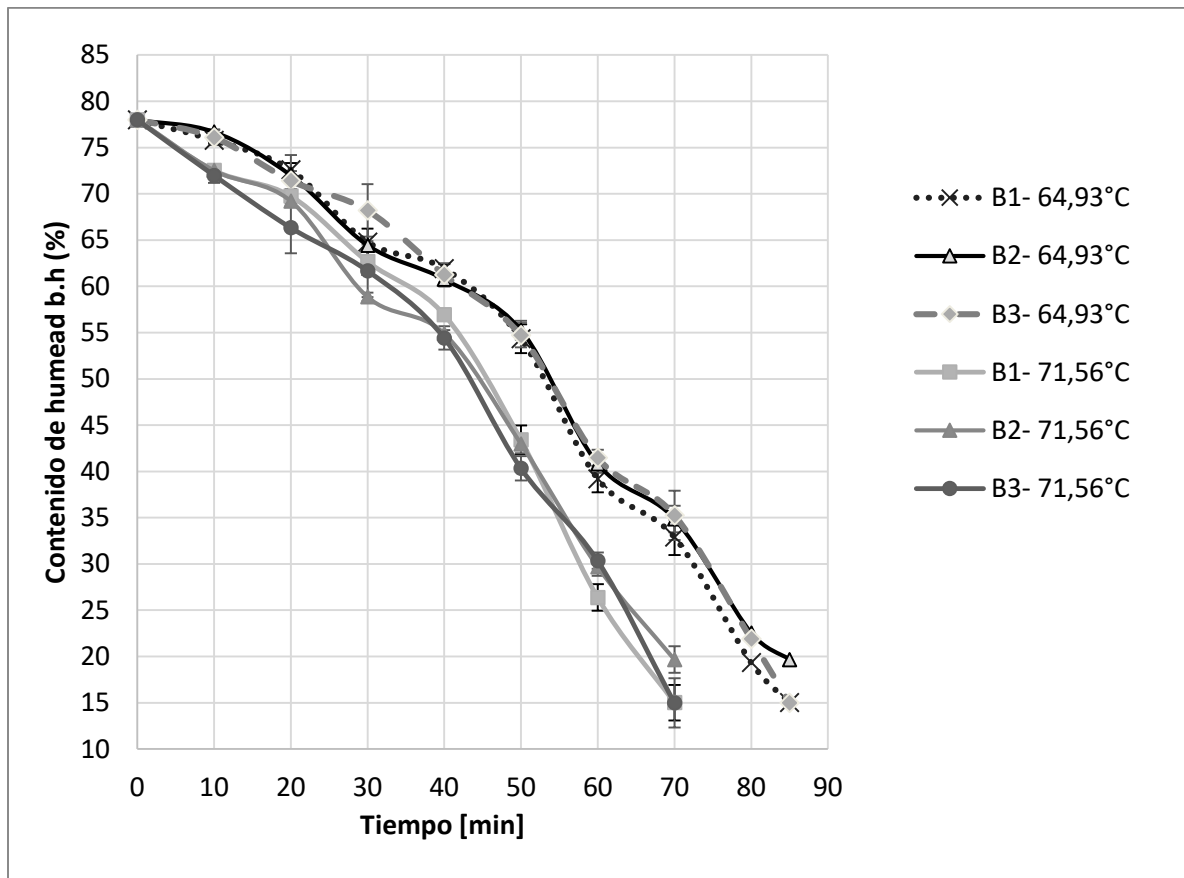
Figura 3-20, cuando la temperatura de secado era 64,93°C, el contenido de humedad alcanzado transcurridos 70 minutos fue  $32,82 \pm 1,42$ ,  $34,86 \pm 1,81$ ,  $35,26 \pm 0,93$  para las bandejas 1,2 y 3 respectivamente. Al agregar líneas de tendencia polinómica de segundo orden fue posible determinar analíticamente el tiempo que tardaría cada bandeja en alcanzar los mismos valores de contenido de humedad obtenidos para 71,56°C, los cuales fueron  $15,01 \pm 1,91\%$ ,  $19,67 \pm 1,43\%$ ,  $14,99 \pm 2,66\%$  para las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente. Estos resultados de tiempo obtenidos a partir de las ecuaciones halladas para cada bandeja se describen en la Tabla 3-11.

**Tabla 3-11:** Eficiencia para diferentes temperaturas de secado

Temperatura de secado (°C)	Tiempo de secado (min)	Efectividad intercambiador $\varepsilon_{hx}$ (%)	Eficiencia de secado $\eta_{ts}$ (%)
$71,56 \pm 0,78$	70	$31,38 \pm 0,45$	$20,82 \pm 1,16$
$64,93 \pm 0,78$	85	$26,0 \pm 0,25$	$17,17 \pm 1,17$

Realizada la proyección de los valores de contenido de humedad y tiempo de secado para las curvas a 64,93°C, se obtuvo una nueva curva de secado, la cual se comparó con los valores a 71,56°C, estos se resumen en la Figura 3-21.

**Figura 3-21:** Comparación de las curvas de secado para 64,93°C y 71,56°C. Fuente: Elaboración propia.



Un incremento de 5,38% en la efectividad del intercambiador de calor ocasionó un aumento en la temperatura del aire de secado de 6,6°C, y éste a su vez mejoró la eficiencia en 3,11%. Cuando la temperatura del aire a la entrada de la cámara era 71,56°C se alcanzaron las condiciones de contenido de humedad transcurridos 70 minutos de operación, mientras que para alcanzar el mismo contenido de humedad y a una temperatura de 64,93 ± 0,78%, se requiere, según la proyección realizada, un tiempo de 85 minutos aproximándose, lo que significa que se requiere 21,4% más de tiempo para deshidratar la hierbabuena a 64,93°C comparado con el tiempo requerido para deshidratar hierbabuena a 71,56°C. Este mayor tiempo de secado, se traduce en una eficiencia de secado menor, puesto que para alcanzar el contenido de humedad deseado se está empleando más tiempo y por lo tanto más energía en el proceso de deshidratación del producto.

Para soportar los resultados anteriores y definir la relación entre la eficiencia de secado y la efectividad en el intercambiador se realizó una investigación de los parámetros que influyen la eficiencia de un proceso de secado, para posteriormente realizar un análisis del caso de estudio

experimental realizado en esta tesis. La eficiencia de los secadores convectivos de bandeja es influenciada principalmente por los siguientes 2 parámetros (Georgina & Lara, 2011):

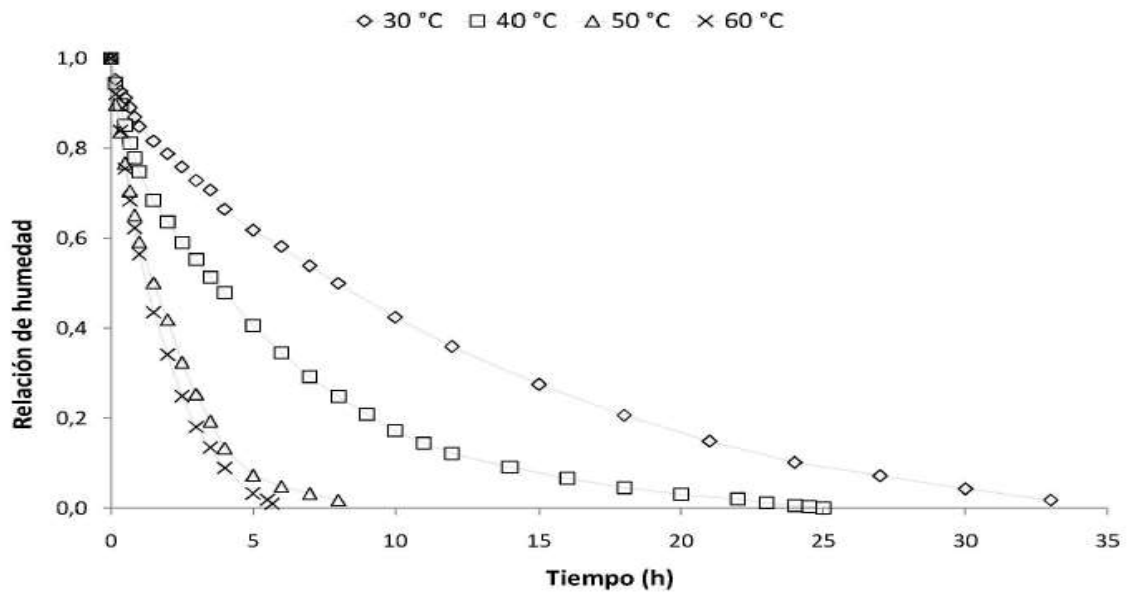
- Temperatura del aire de secado
- Velocidad del aire de secado

### **Temperatura del aire de secado**

García, (2014) evaluó el comportamiento del proceso de secado de 1800 g de hierbabuena distribuidos en 9 bandejas, la temperatura de secado en cada prueba fue 30°C, 40°C, 50° y 60°C, el proceso de secado se realizó hasta alcanza 10% de contenido de humedad en cada prueba. En la

Figura **3-22** se puede observar los resultados obtenidos de dicha experimentación.

Figura 3-22. Curva de secado para la hierbabuena. Fuente: Tomado de (García, 2014).

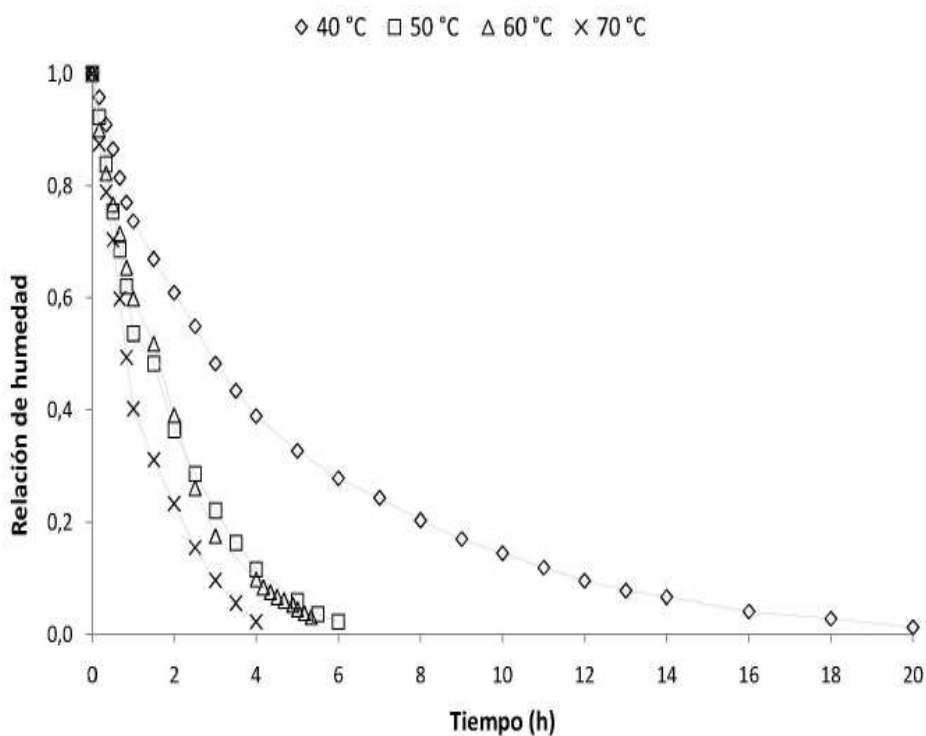


De la

Figura 3-22 se puede apreciar que, a mayor temperatura, mayor será la velocidad de secado, y las curvas presentaran mayor pendiente. El tiempo de secado para alcanzar el contenido de humedad en el producto también disminuye cuando la temperatura aumenta. Para 60°C de temperatura de secado el tiempo fue aproximadamente 5,7 horas, mientras que para 30°C el tiempo requerido fue 33 horas.

García, (2014) también evaluó el efecto de la temperatura de secado sobre el contenido final de humedad para 1800 g de Stevia, la cual se deshidrató desde 70% de contenido de humedad hasta alcanzar el 9%. En la Figura 3-23 se puede apreciar la variación del contenido de humedad para temperaturas de 40, 50, 60 y 70°C en el secado de 1800 gramos de Stevia.

**Figura 3-23:** Curva de secado para Stevia para diferentes temperaturas. Fuente: Tomado de García, (2014)



Como se puede observar en la Figura 3-23, cuando se pasa de 60 a 70°C en la temperatura de secado, el tiempo disminuye de 5,5 a 4 horas, lo que equivale a una reducción del 37,5% del tiempo empleado para deshidratar la Stevia desde 70% de contenido de humedad hasta el 9%.

#### **Velocidad del aire de secado**

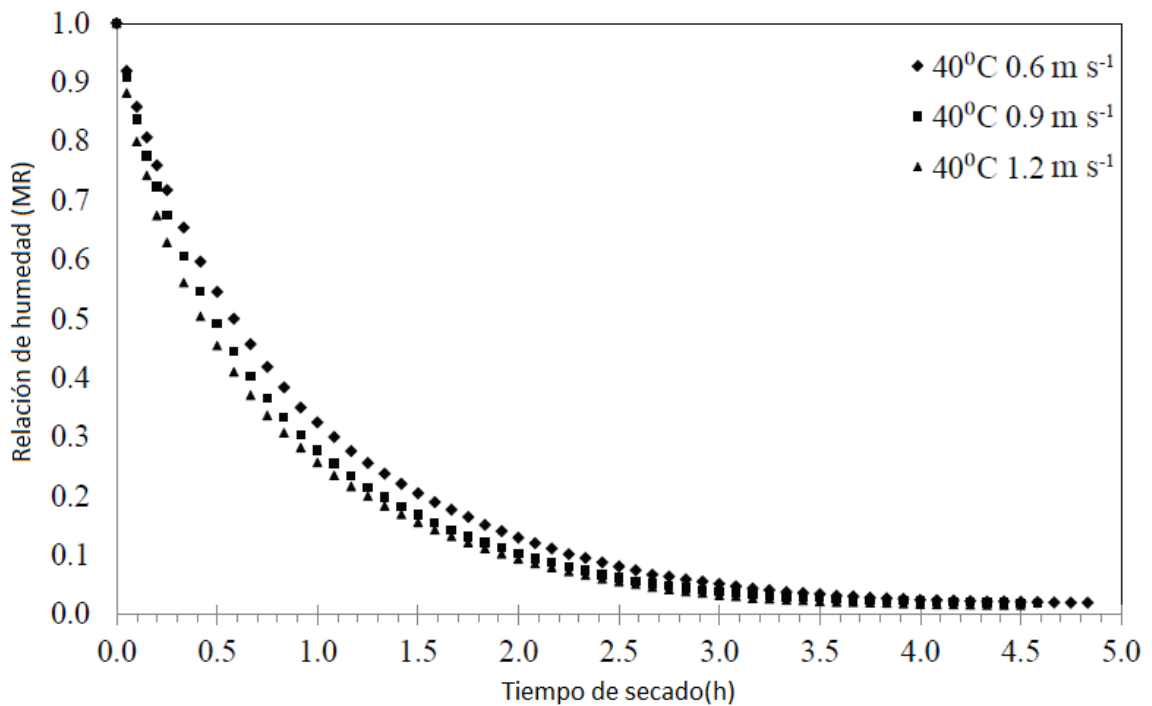
Al incrementar la velocidad del aire de secado es posible disminuir el tiempo de secado, lo que aumenta la eficiencia de proceso. Estudios realizados como el de Günhan, Demir, & Yağcıoğlu, (2014), evaluaron la velocidad de secado para rodajas de alcachofa en función de la velocidad del



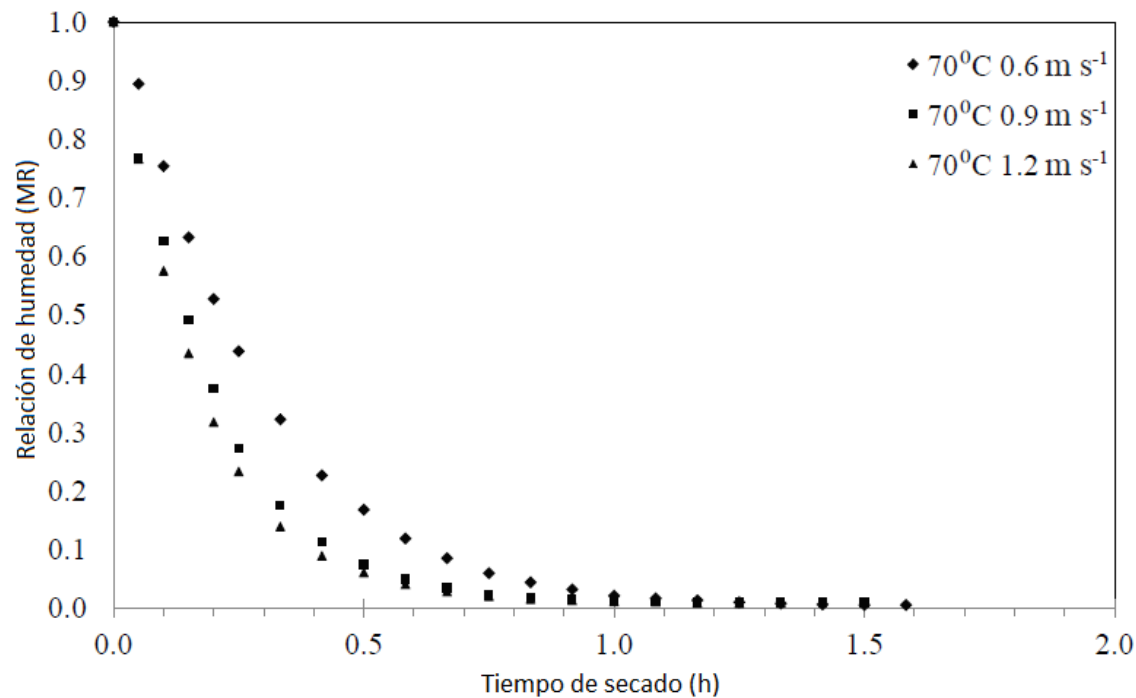
aire de secado al interior de un secador convectivo de bandejas, las pruebas se realizaron hasta obtener un 10% de contenido de humedad. El secado de alcachofa fue llevado a cabo para 4 temperaturas diferentes (40, 50, 60 y 70 °C) y para 3 velocidades (0,6, 0,9 y 1,2 ms<sup>-1</sup>). La curva de secado para 40°C y las diferentes velocidades se pueden apreciar en la

Figura 3-24, mientras que en la Figura 3-25 se observa la curva de secado para 70°C a diferentes velocidades.

**Figura 3-24.** Curva de secado para alcachofa a 40°C. Fuente: Adaptado de Günhan et al., (2014)



**Figura 3-25.** Curva de secado para alcachofa a 70°C. Fuente: Adaptado de Günhan et al., (2014)



Los resultados obtenidos a partir de las

Figura 3-24 y la Figura 3-25.

**Tabla 3-12:** Resumen de tiempo de secado de alcachofa para 40 y 70°C. Fuente: Adaptado de (Günhan et al., 2014).

Velocidad	40 °C	70°C
de	Tiempo de	Tiempo de
secado	secado (h)	secado (h)
m/s		
0,6	4,08	0,98
0,9	3,83	0,75
1,2	3,5	0,71

Como se puede observar en la Tabla 3-12, el efecto predominante sobre el tiempo de secado es la temperatura, puesto que al comparar las curvas de secado para 40 y 70°C a una velocidad de 1,2 m/s el tiempo se reduce de 3,5 a 0,71 h. La velocidad no tiene un efecto relevante para intervalos pequeños.

Otro estudio realizado por Orphanides, Goulas, Botsaris, & Gekas, (2017) muestran el efecto de la velocidad y la temperatura sobre el secado de menta, para el experimento emplearon un secador convectivo por bandejas, en el cual deshidrataron menta con un contenido de humedad inicial de 88% hasta que esta alcanzara el 12%. Los resultados obtenidos para las pruebas realizadas se resumen en la Tabla 3-13.

**Tabla 3-13:** Tiempo de secado de la menta para las combinaciones de temperatura y velocidad de aire de secado. Fuente: Adaptado de Orphanides et al., (2017).

Temperatura °C	Velocidad del aire (m/s)			
	1,5	2	2,5	3
40	570	448	490	373
50	225	175	151	155
60	140	104	93	112
70	54	55	48	43

Como se puede observar, nuevamente el efecto predominante en el tiempo de secado está ligado a la temperatura del aire, la cual al pasar de 40 a 70° y a una velocidad de 3 m/s, el tiempo de secado disminuye de 373 a 43 min.

Según los estudios anteriores el tiempo de secado disminuye considerablemente con el aumento de la temperatura, la cual tienen un efecto predominante sobre la velocidad del aire, con lo cual se puede afirmar que para incrementos pequeños de la velocidad del aire de secado y para la misma temperatura de secado, la reducción del tiempo necesario para alcanzar el contenido de humedad deseado no es tan relevante como si lo es la temperatura. En el presente estudio se evidencio que al aumentar al disminuir la temperatura de secado de 64,93 a 71,56°C el tiempo requerido para alcanzar el contenido de humedad deseado aumentó de 70 a 85 minutos. Por lo que se puede concluir que la eficiencia de secado está ligada la efectividad del intercambiador de manera proporcional, es decir que a medida que la efectividad en la recuperación de calor aumenta, la temperatura del aire de secado también lo hará, por lo tanto, el tiempo de secado necesario para

alcanzar una condición de contenido de humedad deseado disminuirá, aumentando así la eficiencia del proceso de secado.

## 4. Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

El sistema de recuperación de calores residuales de una planta diésel desarrollado es apto para el secado de hierbabuena. Su uso puede ser extendido al secado de producto agrícolas en las zonas no interconectadas del país donde existen necesidades de deshidratación de este tipo de productos.

La eficiencia de la planta diésel puede ser maximizada con el uso de intercambiadores de calor que usen tubos con cambio de fase para la recuperación de los calores residuales. Los intercambiadores de calor de cambio de fase son de fácil construcción y son ideales para la recuperación del calor. Estos pueden ser usados para calentar aire y posterior uso en el secado de hierbabuena. Debido a la recuperación de parte del calor disponible en los gases de escape, la eficiencia de la planta diésel fue aumentada de 23,56% a 24,83%.

El aumento de la eficiencia de la planta diésel no fue significativo debido a la baja eficiencia del proceso de secado, la cual fue 20,91% y 20,72% para las pruebas inicial y la réplica respectivamente. La razón por la cual la eficiencia de secado puede deberse a las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara de secado, la cual no estaba aislada, además de una deficiente distribución del aire de secado al interior de la cámara, la cual no contaba con deflectores en la zona de ingreso del aire, los cuales sin duda direccionarían el aire en el sentido de las bandejas de manera uniforme.

A pesar de las bajas eficiencias en la cámara de secado, el contenido de humedad promedio alcanzado después de 70 minutos de operación fue  $15,01 \pm 1,91\%$ ,  $19,67 \pm 1,43\%$ ,  $14,99 \pm 2,66\%$  para las bandejas 1, 2 y 3 respectivamente, a una temperatura promedio de  $71,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Este contenido de humedad final de la hierbabuena equivale en promedio al 16,55%, este valor es 2,5% mayor que el sugerido por la norma NTC 4423, por lo que se recomienda prolongar el tiempo de secado hasta alcanzar un contenido de humedad equivalente a 13%.

El modelo matemático desarrollado permite predecir con un margen de error de 6,24% la tasa de transferencia de calor desde los gases de escape hacia el aire de secado, los valores de la tasa de transferencia de calor calculados experimentalmente coincidieron con los cálculos experimentales cuando en el modelo se consideró un error del +15% en el cálculo de los coeficientes convectivos para el aire de secado y los gases de escape. La tasa de transferencia de calor predicha para la prueba inicial fue 2741,77 W mientras que los cálculos experimentales esta tasa fue 2713,28 W, para la réplica realizada el modelo predijo una tasa de transferencia de calor equivalente a 2764,32 W, frente a 2685,11 W reportado en los resultados experimentales.

La temperatura medida del aire de secado a la salida del intercambiador de calor fue  $77,67 \pm 0,79^{\circ}\text{C}$  y  $74,99 \pm 0,79^{\circ}\text{C}$  para las pruebas inicial y la réplica realizada respectivamente. Mediante el modelo matemático las temperaturas predichas fueron  $71,94 + 2,69/-3,15^{\circ}\text{C}$ , y  $69,98 + 2,66/-2,99^{\circ}\text{C}$ , los valores de temperatura predichos por el modelo son 4,1% inferiores a los datos experimentales, estas diferencias pueden deberse, a que en el modelo, debido a la complejidad que implica, no se consideró la transferencia de calor por radiación desde la placa hacia el aire de secado al interior del condensador, la cual podría aumentar los valores predichos de temperatura, además Pérdidas de calor en las tuberías a la salida del intercambiador de calor, la cuales no fueron no consideradas en el modelo pueden afectar estos resultados

La efectividad del intercambiador de calor predicha por el modelo fue 29,67% y 29,75% para las mismas condiciones de la prueba inicial y la réplica respectivamente, los valores experimentales para dicha efectividad fueron  $31,65 \pm 0,45\%$  y  $31,12 \pm 0,27\%$  para la prueba inicial y la réplica respectivamente. Mediante el modelo es posible predecir la eficiencia con un error aproximado del 4,7%, por lo que el modelo fue usado para evaluar cuál sería la eficiencia si la configuración de los tubos en el intercambiador fuera alineada, conservando la misma cantidad de tubos. El modelo predijo que la efectividad del intercambiador de calor fue  $21,41 + 2,42/-2,56\%$ , este valor de efectividad es 5,52% inferior al calculado numéricamente para configuración escalonada. De acuerdo al modelo matemático, la efectividad del intercambiador de calor resultó ser mayor para una configuración escalonada que para una alineada con la misma cantidad de tubos.

Según el modelo, el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el lado del aire para una configuración escalonada fue  $45,20 \pm 6,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$ , mientras que cuando la configuración era alineada este coeficiente convectivo fue  $30,57 \pm 4,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$ . Para una configuración escalonada y 50 tubos

la velocidad máxima del aire de secado fue 1,55 m/s, mientras que la velocidad máxima para configuración alineada fue 1,38 m/s, esta velocidad influye en el número de Reynolds y a su vez en el número de Nusselt, el cual para configuración alineada fue 14,41, mientras que para configuración escalonada fue 20,41.

Un coeficiente convectivo mas alto genera una mayor tasa de transferencia de calor, ésta tasa desde los gases de escape hacia el aire de secado fue 24,27% mayor para la configuración escalonada en comparación con la configuración alineada, además la efectividad del intercambiador de calor también fue 5,52% mayor para configuración escalonada comparada con la efectividad en configuración alineada simulada en el modelo.

De acuerdo al análisis realizado para relacionar la eficiencia de la cámara de secado con la efectividad en la recuperación de calor, incrementos o decrementos pequeños en la velocidad de secado no causan un efecto significativo sobre la eficiencia de secado, por el contrario, el efecto de la temperatura fue muy relevante en el tiempo de secado, el cual, según la proyección realizada al aumentar la temperatura de secado de 64,93 a 71,56 °C, el tiempo de secado puede disminuir en 21,4%. Por lo que se esperaría que, al emplear una configuración alineada, tal como se demostró en el análisis numérico, la temperatura de secado sería menor si se compara con la configuración escalonada para la misma cantidad de tubos. Por lo que emplear el intercambiador de calor con una configuración geométrica escalonada, la efectividad en la recuperación de calor mejora debido a un incremento en el coeficiente convectivo de transferencia de calor, aumentando la temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador de calor, lo que mejoraría la eficiencia de secado de secado.

#### **4.2 Recomendaciones**

Al emplear intercambiadores de calor con tubos de cambio de fase para calentar el aire de secado, se recomienda realizar un asilamiento de todas las partes por donde circula el aire, ya que se evidenció que la falta de aislamiento provocó resultados bajos en las eficiencias de secado y globales del sistema de cogeneración desarrollado.

Con el fin de minimizar las caídas de presión, la cámara de secado debe diseñarse para generar una mejor distribución del aire de secado a través de las bandejas y de esta manera aumentar la

eficiencia térmica de secado. Otra medida que puede implementarse para aumentar la eficiencia de secado, es deshidratar mucha más cantidad de hierbabuena en cada bandeja, de esta manera se haría un mejor aprovechamiento de los calores residuales.

Puesto que la variación de la temperatura del aire de secado a la salida del intercambiador, la tasa de transferencia de calor total y la efectividad no se evaluaron de manera experimental para una configuración alineada y 50 tubos, el intercambiador de calor debe adaptarse para poder realizar pruebas experimentales en configuración alineada conservando el mismo número de tubos que en configuración escalonada, de esta forma será posible validar la aplicabilidad del modelo para una configuración alineada y evaluar experimentalmente los efectos de esta configuración sobre el proceso de secado.



## A. Anexo: Datos experimentales configuración escalonada prueba inicial1

DATOS EXPERIMENTALES - PRUEBA INICIAL CONFIGURACIÓN ESCALONADA											
	Intercambiador de calor										Incertidumbre
Tiempo	$T_{gi}$	$T_{go}$	$\pm T_{ai}$	$T_{ai}$	$T_{ao}$	$\pm T_{ao}$	$T_{\infty}$	$HR_{amb}$	$\dot{m}_f$	$\dot{Q}_{te}$	$\pm \dot{Q}_{te}$
min	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	g/min	W	W
10	415	212	0,86	42	69	0,78	33,5	29,8	70,00	2451,17	183,21
20	427	213	0,86	44	73,4	0,79	34,9	26,3	70,03	2669,05	190,67
30	429	215	0,86	45	76	0,79	35,2	25,6	71,20	2814,31	195,82
40	429,5	216	0,86	46	80	0,79	36,6	23,9	74,51	3086,66	205,82
50	432,5	215	0,86	46,1	81	0,79	37,5	22,6	69,30	3168,37	208,90
60	434,4	216	0,86	48	81,3	0,79	38,2	22,1	71,50	3023,11	203,45
70	428,6	216	0,86	48	83	0,79	38,6	21	70,90	3177,44	209,25
Promedio	428,00	214,71	0,86	45,59	77,67	0,79	36,36	24,47	71,06	2912,87	199,59

DATOS EXPERIMENTALES CAMARA DE SECADO PRUEBA INICIAL - CONFIGURACION ESCALONADA								
	Cámara de secado		Peso Hierbabuena f(t)			Contenido Humedad Hierbabuena f(t)		
Tiempo	$T_{aic}$	$T_{aoc}$	Peso B1	Peso B2	Peso B3	$CH(t) B1$	$CH(t) B2$	$CH(t) B3$
min	°C	°C	gr	gr	gr	%	%	%
0	32,00	32	0,50	0,50	0,50	77,99	77,99	77,99
10	63,60	43,5	0,40	0,40	0,40	72,69	72,35	72,56
20	67,90	40,3	0,37	0,35	0,35	70,26	68,91	68,29
30	70,50	44,3	0,30	0,27	0,30	63,68	58,63	63,68
40	72,80	42,8	0,25	0,24	0,25	56,67	54,90	55,26
50	73,20	53,5	0,19	0,19	0,19	42,38	42,38	41,15
60	73,80	58,2	0,15	0,16	0,16	27,12	29,46	30,35
70	74,70	56,9	0,13	0,14	0,13	15,99	20,25	16,63
Promedio	70,93	48,5	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

## B. Anexo: Datos experimentales configuración escalonada réplica

DATOS EXPERIMENTALES - RÉPLICA CONFIGURACIÓN ESCALONADA											
	Intercambiador de calor										Incertidumbre
Tiempo	$T_{gi}$	$T_{go}$	$\pm T_{ai}$	$T_{ai}$	$T_{ao}$	$\pm T_{ao}$	$T_{\infty}$	$HR_{amb}$	$\dot{m}_f$	$\dot{Q}_{te}$	Tiempo
min	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	g/min	W	min
10	416,6	214	0,96	41	63	0,78	32	24,3	70,50	2011,05	170,03
20	420,4	212,4	0,96	43	72,3	0,79	33,3	12,4	70,08	2678,35	191,66
30	428,5	213	0,96	44	74,5	0,79	36	13,3	69,50	2788,05	195,54
40	431,3	214	0,97	44	79,5	0,79	37,6	11,4	67,20	3245,10	212,43
50	428,6	215	0,96	45	78,6	0,79	38,5	13	67,70	3071,42	205,88
60	437,5	218	0,97	44	78	0,79	39,3	8,5	70,60	3107,99	207,24
70	436,5	217	0,97	43	79	0,79	39,3	6,4	70,20	3290,81	214,18
Promedio	428,49	214,77	0,96	43,43	74,99	0,79	36,57	12,76	69,40	2884,68	199,57

DATOS EXPERIMENTALES CAMARA DE SECADO RÉPLICA - CONFIGURACION ESCALONADA								
	Cámara de secado		Peso Hierbabuena f(t)			Contenido Humedad Hierbabuena f(t)		
Tiempo	$T_{gi}$	$T_{go}$	$\pm T_{ai}$	$T_{ai}$	$T_{ao}$	$CH(t) B1$	$CH(t) B2$	$CH(t) B3$
min	°C	°C	°C	°C	°C	%	%	%
0	32,00	32	0,50	0,50	0,50	77,99	77,99	77,99
10	59,80	40,7	0,40	0,40	0,39	72,35	72,69	71,42
20	70,10	52,5	0,36	0,36	0,31	69,26	69,52	64,39
30	73,90	52,8	0,29	0,27	0,27	61,66	59,09	59,69
40	75,10	54,5	0,26	0,24	0,24	57,18	54,90	53,57
50	76,10	53,6	0,20	0,20	0,18	44,42	43,56	39,53
60	75,40	59,6	0,15	0,16	0,16	25,64	29,90	30,35
70	75,00	62,4	0,13	0,14	0,13	14,02	19,08	13,35
Promedio	72,20	53,73	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A





## Bibliografia

- Aghbashlo, M., Mobli, H., Rafiee, S., & Madadlou, A. (2013). A review on exergy analysis of drying processes and systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 1–22.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.015>
- Akhter, S., Afroz, Z., & Nabi, N. (2007). ICME07-TH-03 RECOVERY OF WASTE HEAT FROM ENGINE EXHAUST FOR, 2007(December), 29–31.
- Akpınar, E. K. (2010). Drying of mint leaves in a solar dryer and under open sun: Modelling, performance analyses. *Energy Conversion and Management*, 51(12), 2407–2418.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.05.005>
- Anderson, J.-O., Elfgren, E., & Westerlund, L. (2014). Improved energy efficiency in juice production through waste heat recycling. *Applied Energy*, 130, 757–763.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.092>
- Aviara, N. a., Onuoha, L. N., Falola, O. E., & Igbeka, J. C. (2014). Energy and exergy analyses of native cassava starch drying in a tray dryer. *Energy*, 73, 809–817.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.087>
- Ayadi, M., Mabrouk, S. Ben, Zouari, I., & Bellagi, A. (2014). Kinetic study of the convective drying of spearmint. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 13(1), 1–7.  
<https://doi.org/10.1016/j.jssas.2013.04.004>
- Aziz, M., Kansha, Y., Kishimoto, A., Kotani, Y., Liu, Y., & Tsutsumi, A. (2012). Advanced energy saving in low rank coal drying based on self-heat recuperation technology. *Fuel Processing Technology*, 104, 16–22. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.06.020>
- Aziz, M., Oda, T., & Kashiwagi, T. (2013). Enhanced high energy efficient steam drying of algae. *Applied Energy*, 109, 163–170. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.04.004>

- Basunia, M. A., & Abe, T. (2008). Performance Study of a Small Engine Waste Heated Bin Dryer in Deep Bed Drying of Paddy, *X*, 1–11.
- Białobrzewski, I., Zielińska, M., Mujumdar, A. S., & Markowski, M. (2008). Heat and mass transfer during drying of a bed of shrinking particles – Simulation for carrot cubes dried in a spout-fluidized-bed drier. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *51*(19–20), 4704–4716. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.02.031>
- Bradley, R. L. (2010). *Moisture and Total Solids Analysis*. [https://doi.org/10.1007/978-1-4419-1478-1\\_6](https://doi.org/10.1007/978-1-4419-1478-1_6)
- Cacua, K., Olmos-Villalba, L., Herrera, B., & Gallego, A. (2016). Experimental evaluation of a diesel-biogas dual fuel engine operated on micro-trigeneration system for power, drying and cooling. *Applied Thermal Engineering*, *100*, 762–767. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.067>
- Camara de Comercio de Bogotá. (2008). *Definición de la agenda prospectiva de investigación para la cadena productiva de plantas aromáticas , en Colombia informe final análisis de desempeño*. Bogotá.
- Campo, F. H. (2014). *EVALUACIÓN DEL SECADOR MECÁNICO PARA EL SECADO DE TOMILLO (THYMUS VULGARIS) Y SU CONTRIBUCIÓN EN LAS CARACTERÍSTICAS FINALES DEL PRODUCTO PARA OBTENER EL CUMPLIMIENTO DE LA NORMA NTC 4423 (ICONTEC, 1998)*. Instituto Metropolitano de Medellín.
- Ceballos, A. M. (2008). *Estudio comparativo de tres sistemas de secado para la producción de un polvo deshidratado de fruta*. Universidad Nacional de Colombia Sede Manizales.
- Cengel, Yunus A and Ghajar, Afshin Jahanshahi and Ma, H. (2011). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, 4e*.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*.
- Changrue, V., & Raghavan, V. G. S. (2006). Microwave drying of fruits and vegetables. *Stewart Postharvest Review*, *2*(6), 1–7. <https://doi.org/10.2212/spr.2006.6.4>

- Chaudhry, H. N., Hughes, B. R., & Ghani, S. A. (2012). A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), 2249–2259. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.038>
- Ciro, H. J., Cortés, M., & López, J. L. (2011). Secado de Café en Lecho Fijo con Intermitencia Térmica y Flujo de Aire Pulsado, 64(2), 6247–6255.
- Da Cunha, A., & Mantelli, H. . M. (2009). Analytical and Experimental Analysis of a High Temperature Mercury Thermosyphon. *Journal Heat Transfer*, 9(131). <https://doi.org/10.1115/1.3089551>
- Dincer, I. (2011). Exergy as a potential tool for sustainable drying systems. *Sustainable Cities and Society*, 1(2), 91–96. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2011.04.001>
- Doymaz, I., & Ismail, O. (2011). Drying characteristics of sweet cherry. *Food and Bioprocess Processing*, 89, 31–38.
- ESDU. (1983). Heat pipes performance of two phase closedn thermosyphons. *ESDU International Plc*, 81038.
- Fabregas, V. (2015). *CARACTERIZACIÓN Y MODELADO DE LA CINÉTICA DEL SECADO EN ESTADO TRANSITORIO DE LA CASCARILLA DE ARROZ AUTÓCTONA DE LA REGIÓN CARIBE.*
- García, F. J. (2014). Evaluación de los efectos del proceso de secado sobre la calidad de la Stevia (Stevia rebaudiana Bertoni) y la Hierbabuena (Mentha spicata).
- Georgina, B., & Lara, M. (2011). No Title.
- Ginya, T. N., & Zeigler, M. (2014). *Latinoamerica como como la próxima despensa global.*
- Grdzlishvili, G., & Hoffman, P. (2012). Infrared drying of food products. *Czech Technical University in Prague, Department of Process Engineering*. Retrieved from <http://goo.gl/Z2TkCV>
- Günhan, T., Demir, V., & Yağcıoğlu, A. (2014). Enginar yapraklarının (Cynara scolymus L.) konveksiyonel kuruma karakteristiklerinin matematiksel modellenmesi. *Tarım Bilimleri*

*Dergisi*, 20(4), 415–426.

Hirunlabh, J., Thiebrat, S., & Khedari, J. (2004). CHILI AND GARLIC DRYING BY USING WASTE HEAT RECOVERY FROM A GEOTHERMAL POWER PLANT. *GHC BULLETIN*, (September), 25–27.

Huminic, G., Huminic, A., Morjan, I., & Dumitrache, F. (2011). Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1–3), 656–661.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.005>

Jangam, S. V., Law, C. L., & Mujumdar, A. S. (2010a). *Drying of food, vegetables and fruit*.

Jangam, S. V., Law, C. L., & Mujumdar, a. S. (2010b). *Classification and Selection of Dryers for Foods. Drying of Foods, Vegetables and Fruits*. Retrieved from [http://www.arunmujumdar.com/file/Publications/newbooks/food drying book details.pdf](http://www.arunmujumdar.com/file/Publications/newbooks/food%20drying%20book%20details.pdf)

Jurendic, T., Scetar, M., Jezek, D., Tripalo, B., Bosiljkov, T., Karlovic, S., & Dujmic, F. (2013). Determination of heat transfer coefficient for baby food dried in tunnel dryer, 19(1), 40–49.

Kassem, a. S., Shokr, a. Z., El-Mahdy, a. R., Aboukarima, a. M., & Hamed, E. Y. (2011). Comparison of drying characteristics of Thompson seedless grapes using combined microwave oven and hot air drying. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 10(1), 33–40. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2010.05.001>

Kaya, A., Aydın, O., & Dincer, I. (2008). Experimental and numerical investigation of heat and mass transfer during drying of Hayward kiwi fruits (*Actinidia Deliciosa Planch*). *Journal of Food Engineering*, 88(3), 323–330. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2008.02.017>

Kowalski, S. J., & Pawłowski, a. (2011). Energy consumption and quality aspect by intermittent drying. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 50(4), 384–390. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2011.02.012>

Kumar, C., Karim, M. a., & Joardder, M. U. H. (2014a). Intermittent drying of food products: A critical review. *Journal of Food Engineering*, 121, 48–57. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2013.08.014>



- Kumar, C., Karim, M. a., & Joardder, M. U. H. (2014b). Intermittent drying of food products: A critical review. *Journal of Food Engineering*, *121*, 48–57.  
<https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2013.08.014>
- Lewandowski, C. M. (2015). *No Title No Title. The effects of brief mindfulness intervention on acute pain experience: An examination of individual difference.*  
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Li, H., Chen, Q., Zhang, X., Finney, K. N., Sharifi, V. N., & Swithenbank, J. (2012). Evaluation of a biomass drying process using waste heat from process industries: A case study. *Applied Thermal Engineering*, *35*, 71–80. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.009>
- Liu, Y., Aziz, M., Kansha, Y., & Tsutsumi, A. (2013). A novel exergy recuperative drying module and its application for energy-saving drying with superheated steam. *Chemical Engineering Science*, *100*, 392–401. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2013.01.044>
- Lukitodubi, A. ., Akbarzadeh, A., & Johnson, P. . (1995). DESIGN , CONSTRUCTION AND TESTING OF A THERMOSYPHON HEAT EXCHANGER FOR MEDIUM TEMPERATURE HEAT RECOVERY IN BAKERIES. *Heat Recovery Systems & CHP*, *15*(5), 481–491.
- Łukowicz, H., & Kochaniewicz, A. (2012). Analysis of the use of waste heat obtained from coal-fired units in Organic Rankine Cycles and for brown coal drying. *Energy*, *45*(1), 203–212.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.035>
- Ma, X., Weng, H., Su, M., & Pan, L. (2011). Drying sewage sludge using flue gas from power plants in China. *Environmental Earth Sciences*, *65*(6), 1841–1846. <https://doi.org/10.1007/s12665-011-1166-x>
- Márquez, C., Peláes, M., & Cortes, M. (2010). Deshidratación de granadilla (*Passiflora ligularis* Juss) por convección forzada para elaboración de bebidas aromáticas. *Revista CES Medicina Veterinaria y Zootecnia*, *4*(2), 100–117. Retrieved from  
<http://revistas.ces.edu.co/index.php/mvz/article/view/1037>
- Meyer, A. (2004). Development of a range of air-to-air heat pipe heat recovery heat exchangers Department of Mechanical Engineering University of Stellenbosch, (September).

- Motevali, A., Minaei, S., Banakar, A., Ghobadian, B., & Darvishi, H. (2014). Energy analyses and drying kinetics of chamomile leaves in microwave-convective dryer. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2014.11.003>
- Mujumdar, A. S. (2006). Handbook of Industrial Drying Handbook of Industrial Drying.
- Mujumdar, A. S., & Devahastin, Sa. (2010). *FUNDAMENTAL PRINCIPLES OF DRYING*.
- Mujumdar, A. S., & Law, C. L. (2010). Drying Technology: Trends and Applications in Postharvest Processing. *Food and Bioprocess Technology*, 3(6), 843–852.  
<https://doi.org/10.1007/s11947-010-0353-1>
- Noie-Baghban, S. H., & Majideian, G. R. (2000). Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals. *Applied Thermal Engineering*, 20(14), 1271–1282. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00092-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00092-7)
- Noie, S. H. (2006). 18. Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using  $\epsilon$ -NTU method -Noie.pdf. *Applied Thermal Engineering*, 26, 569–567.
- Noie, S. H., Lotfi, M., & Saghatoleslami, N. (2004). “ Research Note ” USING THERMOSYPHON HEAT EXCHANGERS, 28.
- Nuntaphan, a., Tiansuwan, J., & Kiatsiriroat, T. (2002). Enhancement of heat transport in thermosyphon air preheater at high temperature with binary working fluid: A case study of TEG-water. *Applied Thermal Engineering*, 22, 251–266. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00088-6](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00088-6)
- Ocampo, A. (2006). Modelo cinético del secado de la pulpa de mango, 119–128.
- Oliveros, C., Peñuela, A., & Jurado, J. (2009). Controle la humedad del café en el secado solar, utilizando el método gravimet. *Avances Técnicos, Cenicafé*, 387.
- Oliveros, C., & Sanz, J. (2011). Ingeniería y café en Colombia Engineering and Coffee in Colombia, 99–114.
- Oliveros Tascón, C. E., Sanz Uribe, J. R., Ramirez Gómez, C., & Peñuea Martinez, A. E. (2009,

- February). Aprovechamiento eficiente de la energía en el secado mecánico del café, (14), 1–8.
- Orphanides, A., Goulas, V., Botsaris, G., & Gekas, V. (2017). Influence of Air-Drying on the Quality Characteristics of Spearmint: Effects of Air Temperature and Velocity. *Journal of Food Processing and Preservation*, 41(2). <https://doi.org/10.1111/jfpp.12817>
- PROEXPORT. (2012). *Oportunidades de comercio e inversión en el sector Hortorutícola*. Bogotá.
- Qiu, Y., Li, M., Hassanien, R. H. E., Wang, Y., Luo, X., & Yu, Q. (2016). Performance and operation mode analysis of a heat recovery and thermal storage solar-assisted heat pump drying system. *Solar Energy*, 137, 225–235. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.08.016>
- Samadi, S. H., Ghobadian, B., Najafi, G., & Motevali, A. (2014). Potential saving in energy using combined heat and power technology for drying agricultural products (banana slices). *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 13(2), 174–182. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2013.09.001>
- Sarker, M. S. H., Ibrahim, M. N., Abdul Aziz, N., & Punan, M. S. (2015). Energy and exergy analysis of industrial fluidized bed drying of paddy. *Energy*, 84, 131–138. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.064>
- Simonyan, K. J. (2016). Development of Small Scale Direct Mode Passive Solar Dryers for Effective Drying of Tomato, (March).
- Srimuang, W., & Amatachaya, P. (2012). A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4303–4315. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.03.030>
- Sundaram, J., Belhassen, B., Morrison, J., Canigiani, E., Krivonos, E., Arias, P., ... Gheri, F. (2015). *El estado de los mercados de productos básicos agrícolas*. Organización De Las Naciones Unidas Para la Agricultura y La Alimentación (FAO). Retrieved from <http://www.fao.org/3/a-i5090s.pdf>
- Takounadi, E., Boroze, T.-E. T., & Azouma, O. Y. (2017). Development of an intermittent drying

- process of onion. *Cogent Food & Agriculture*, 4(1).  
<https://doi.org/10.1080/23311932.2017.1422225>
- Tapia, B. (2011). *Situación del mercado de hortalizas y frutas procesadas*.
- Tarhan, S., Telci, İ., Tuncay, M. T., & Polatci, H. (2010). Product quality and energy consumption when drying peppermint by rotary drum dryer. *Industrial Crops and Products*, 32(3), 420–427. <https://doi.org/10.1016/j.indcrop.2010.06.003>
- Tinoco, H., & Yomali, D. (2010). PARA LA DISMINUCIÓN DEL TIEMPO DE SECADO. *EIA*, 53–63.
- Treybal, R. E. (2013). Operações de Transferência de Massa. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Tzempelikos, D. a., Mitrakos, D., Vouros, A. P., Bardakas, A. V., Filios, A. E., & Margaris, D. P. (2015). Numerical modeling of heat and mass transfer during convective drying of cylindrical quince slices. *Journal of Food Engineering*, 156, 10–21.  
<https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2015.01.017>
- UPME. (2010). Programa De Uso Racional Y Eficiente De Energía Y Fuentes No Convencionales – Proure Plan De Acción Indicativo 2010-2015 Resumen Ejecutivo, 1–49. Retrieved from <http://www.si3ea.gov.co/Portals/2/plan.pdf>
- UPME. (2017). Plan De Acción Indicativo De Eficiencia Energética 2017 - 2022, 157. Retrieved from [http://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/MarcoNormatividad/PAI\\_PROURE\\_2017-2022.pdf](http://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/MarcoNormatividad/PAI_PROURE_2017-2022.pdf)
- Vasiliev, L. L. (2005). Heat pipes in modern heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 25(1), 1–19. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.004>
- Velásquez-Santos, C. O., & Acevedo-Álvarez, C. A. (2014). Procedimiento para deshidratación de orégano utilizando gas propano como combustible. *Tecno Lógicas*, 17(33), 13–20.
- Wang, Z., Zhang, Y., Zhang, B., Yang, F., Yu, X., Zhao, B., & Wei, Y. (2017). Analysis on energy consumption of drying process for dried Chinese noodles. *Applied Thermal Engineering*, 110,

- 941–948. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.225>
- Wangnipparnto, S., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., & Wang, C. C. (2003). Performance analysis of thermosyphon heat exchanger under electric field. *Energy Conversion and Management*, *44*, 1163–1175. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00104-8](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00104-8)
- Williams-Gardner, a. (1976). Industrial Drying. Retrieved from <https://books.google.com.mx/books?id=nlwnAAAACAAJ>
- Wu, X. P., Johnson, P., & Akbarzadeh, A. (1997). APPLICATION OF HEAT PIPE HEAT EXCHANGERS TO HUMIDITY CONTROL IN AIR-CONDITIONING SYSTEMS Xiao Ping Wu, Peter Johnson and Aliakbar Akbarzadeh, 561–568.
- Yodrak, L., Rittidech, S., Poomsa-ad, N., Meena, P., & Tools, T. (2010). Waste Heat Recovery by Heat Pipe Air-Preheater to Energy Thrift from the Furnace in a Hot Forging Process. *American Journal of Applied Sciences*, *7*(5), 675–681.
- Zhang, L. (2012). Waste Heat Recovery from Metal Industries. *Jom*, *64*(8), 982–984. <https://doi.org/10.1007/s11837-012-0393-2>