

Implementation of a PI controller in a helical falling film evaporator model

I.J. Canela-Sánchez * R.F. Escobar-Jiménez *
D. Juárez-Romero ** A. Acevedo-Quiroz *
C.D. García-Beltrán * V. M. Salinas-Cortés *

* *Tecnológico Nacional de México / Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Int. Internado Palmira S/N, Palmira C.P.62490, Cuernavaca, Morelos, México (e-mail: isaac.cs@cenidet.tecnm.mx, ricardo.ej@cenidet.tecnm.mx)*
** *Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, UAEM. Av. Universidad No. 1001, Col. Chamilpa, C.P. 62209, Cuernavaca, Morelos, México. (e-mail: djuarezr7@gmail.com)*

Abstract

This work presents the implementation of a PI controller for a falling film evaporator model, which is part of an Absorption Heat Transformer (AHT). The evaporator control aids the process to maintain adequate performance which benefits the heat produced in the absorber to obtain high performance in the AHT. In this research, the evaporated mass flow rate was controlled by manipulating the mass flow rate flowing inside of the tubes to reach a certain heat transfer rate to evaporate a load of fluid flowing outside of the tubes as a falling film. The control is performed with a PI controller and a proportional controller with an adjusted bias. Additionally, disturbances are applied in the input temperature to simulate the temperature coming from industrial waste heat. This work can be a reference to control the falling film evaporator when it is coupled in the AHT and in other research such as in control of evaporators in the dairy industry.

Keywords: Evaporator, falling film, modelling, PI controller, Heat transfer.

1. INTRODUCCIÓN

El uso y el consumo de energía es cada vez más demandado por la industria y en general por el creciente índice de la población a nivel mundial, y son los principales causantes de la problemática ambiental en la cual vivimos hoy en día (Liu et al. 2021). Una alternativa para este problema es el uso de los transformadores térmicos por absorción (TTA), que están siendo cada vez más estudiados debido a su capacidad de revalorizar el calor residual, para reincorporarlo a un nuevo proceso industrial (Hong et al. 2021). Dentro de los componentes que integran un TTA, se encuentran los evaporadores, que son intercambiadores de calor, y que son muy útiles en diversos sectores industriales, como lo son el químico, farmacéutico, alimenticio, de bebidas, entre otros (Zhang et al. 2019). Los intercambiadores de calor helicoidales de película descendente son conocidos como excelentes intercambiadores de calor por su alta eficiencia, su arreglo y diseño estructural compacto (Yuhao et al. 2020). A pesar de su amplia aplicación de los evaporadores de película descendente, no existe mucha información en la literatura sobre el modelado y control para comprender la fenomenología de

la transferencia de calor en tubos helicoidales por película descendente (García-Rivera et al. 2016). En un estudio realizado por Diaz-Mendez et al. (2014) llevaron a cabo una simulación de un intercambiador de calor aplicando un sistema de control PID para la reducción del consumo de energía en los procesos de refrigeración y calefacción en un edificio, realizaron la simulación de un modelo termodinámico de un intercambiador de calor llamado tierra – aire, el cual, consiste en una tubería enterrada al suelo y por medio de los ductos de aire se llevaba a cabo la transferencia de calor entre la superficie baja (fría) del edificio y la parte caliente del edificio (arriba de la superficie). Entre sus resultados demostraron que el consumo de energía se puede reducir un 87% con el control PID y de esta manera incrementar la eficiencia del proceso, así como, la sustentabilidad del planeta y la reducción de los problemas ambientales. En otro estudio realizado por Bakker et al. (2006), implementaron un controlador para la concentración de sólidos en un evaporador de película descendente de doble efecto para la industria láctea, demostraron que con la ayuda del controlador mejoraron la evaporación en cascada y minimizaron las perturbaciones de las demás variables, aunque concluyeron

ron que aún se puede mejorar significativamente el control para minimizar aún más las perturbaciones en todo el sistema. Un estudio similar fue propuesto por Stefanov y Hoo (2005), donde aplicaron un control en un evaporador de película descendente simple y de efecto múltiple para la concentración de sólidos disueltos que se encuentran en el licor, utilizaron una estrategia de control del rendimiento del controlador basado en modelos y fue comparado con un modelo no lineal de parámetros de distribución, los resultados mostraron que ambos diseños de control proporcionan una compensación satisfactoria en la disminución de perturbaciones, sin embargo, cuando aumenta el valor de las variables, el controlador basado en modelos fue superior al PI, donde el sistema se sometió a cambios del 5% del flujo másico y temperatura de alimentación, obteniendo 10% de incertidumbres en el parámetro de la transferencia de calor. Se obtuvo un mejor rendimiento en la concentración de los sólidos disueltos y la disminución de las perturbaciones con el control basado en modelos.

Por consiguiente, el enfoque de este estudio se basa en el control de un flujo másico de generación de vapor en un intercambiador de calor helicoidal, que representa una parte vital del proceso de un TTA, pues permite cumplir con los requerimientos de desempeño operacional para obtener una mayor cantidad de calor útil. También, para mantener el proceso en correcto funcionamiento a pesar de las perturbaciones del proceso en general e incluso mejorar el desempeño del TTA en términos térmicos y económicos. Es por ello que, en el presente trabajo se tiene como tema central el control en un evaporador de película descendente en tubos helicoidales.

2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO Y MODELADO

El evaporador analizado en este trabajo es un intercambiador de calor de película descendente helicoidal como se muestra en la Fig. 1. El evaporador es parte de un Transformador Térmico por Absorción (TTA) (Delgado-Gonzaga et al. 2017). La función de un TTA es incrementar temperaturas moderadas de una fuente de calor a niveles más útiles (Horuz y Kurt 2010). El TTA tiene como objetivo la destilación de agua usando el calor residual de una industria. El TTA cuenta con un generador, condensador, evaporador, absorbedor y economizador. En este trabajo se analiza de forma independiente el evaporador, sin embargo, éste interacciona con las demás unidades. El condensador envía el condensado al evaporador, el cual ingresa mediante un distribuidor ubicado en la parte superior del evaporador, de esta forma el agua se distribuye por fuera de los tubos en forma de película descendente. Este fluido es el que se pretende evaporar. El flujo evaporado es la variable controlada en este trabajo. Este fluido evaporado pasa al absorbedor donde se lleva a cabo una reacción exotérmica. Por la parte interior de los tubos del evaporador circula fluido caliente, el cual cede calor a la película descendente para su evaporación. El flujo másico de esta corriente es la variable manipulada en este trabajo. El fluido caliente puede ser fluido de desecho

industrial, el cual se simula con una resistencia térmica.

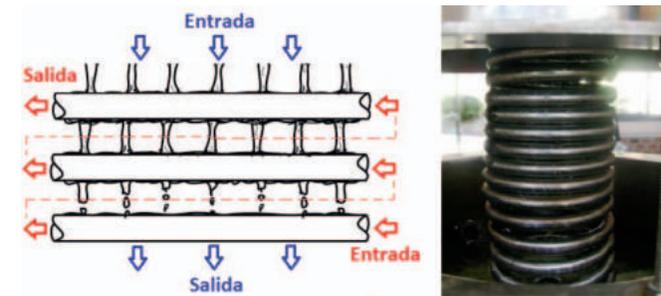


Figura 1. a) Representación de 3 tubos del evaporador. B) Evaporador experimental (Demesa 2010).

Las dimensiones del evaporador son presentadas en la Tabla 1 (Delgado-Gonzaga et al. 2017).

Tabla 1. Geometría del evaporador.

	Evaporador
Número de tubos	13
Diámetro exterior del serpentín (m)	0.127
Diámetro exterior del tubo (m)	0.0127
Espesor de la pared del tubo (m)	0.0008
Distancia entre tubos (m)	0.003
Altura (m)	0.2

2.1 Modelo matemático

En esta sección se presentan las ecuaciones de interés para este trabajo del modelo matemático del evaporador. El modelo se desarrolló en el lenguaje de programación MATLAB[®]. Las ecuaciones diferenciales ordinarias del modelo del evaporador fueron resueltas usando el método explícito de Euler. Una descripción más detallada del modelo del evaporador es presentada por Canela-Sánchez et al. (2023).

El balance de energía para la corriente que circula dentro de los tubos es presentado por la ecuación (1).

$$M_{S_{Tub}} C_{p_{Tub}} \frac{dT_{Tub}}{dt} = \dot{m}_{Tub}^i H_{Tub}^i - \dot{m}_{Tub}^o H_{Tub}^o - \dot{Q}_{Trn} \quad (1)$$

Donde T_m es la temperatura del fluido, M_s es la masa, y C_p es la capacidad calorífica específica, \dot{m} es el flujo másico, H_t es la entalpía específica y \dot{Q}_{Trn} es la velocidad de transferencia de calor.

Previo a la evaporación, a condiciones de subenfriamiento, el balance de energía para la película descendente es presentado por la ecuación (2).

$$\frac{d(M_{S_{Pel}} H_{Pel}^o)}{dt} = \dot{m}_{Pel}^i H_{Pel}^i - \dot{m}_{Pel}^o H_{Pel}^o + \dot{Q}_{Trn} \quad (2)$$

Cuando empieza la evaporación en la película descendente, las condiciones de saturación son alcanzadas y el

cambio de la entalpía depende de la presión del sistema, sin embargo, en este caso las simulaciones se hicieron a presión constante, por lo que la entalpía y la temperatura no varían una vez alcanzadas las condiciones de saturación.

Coefficientes de transferencia de calor

Para determinar el calor de transferencia \dot{Q}_{Trn} involucrado en los balances de energía, es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor, el cual depende de los coeficientes convectivos de las dos corrientes del evaporador.

Para el lado de los tubos, el coeficiente convectivo de transferencia de calor fue calculado a partir del número de Nusselt y se calculó por la siguiente ecuación:

$$h_{Tub} = \frac{Nu_{Hlc}k}{Dm} \quad (3)$$

donde Dm es el diámetro del tubo, y k es la conductividad térmica.

El número de Nusselt fue calculado por la ecuación (4) (Perry y Chilton 1973).

$$Nu_{Hlc} = Nu_{DtBl} \left(1 + 3,5 \left(\frac{Dm_{Ext}}{Dm_{Hlc}} \right) \right) \quad (4)$$

donde Nu_{DtBl} es la correlación de Dittus-Boelter y esta definida por la ecuación (5).

$$Nu_{DtBl} = 0,023Re_{Tub}^{0,8}Pr_{Tub}^{0,4} \quad (5)$$

donde Pr es el número de Prandtl y Re es el número de Reynolds, el cual está en función de la variable manipulable (\dot{m}_{Tub}) como se aprecia en la ecuación (6).

$$Re_{Tub} = \frac{Dm_{int}(\dot{m}_{Tub}/As)}{\mu} \quad (6)$$

Para el lado de la película descendente, el coeficiente convectivo de transferencia de calor se calcula con la ecuación (7) (Canela-Sánchez et al. 2022).

$$h_{Pel} = \frac{k}{\delta_{Pel}} \quad (7)$$

donde δ_{Pel} es el espesor de película (Canela-Sánchez et al. 2022).

El calor de transferencia viene dado por la siguiente ecuación (Canela-Sánchez et al. 2023):

$$\dot{Q}_{Trn} = \eta_{Wet} U A_{Trn} \Delta Tm \quad (8)$$

donde ΔTm es la diferencia de temperatura entre la corriente fría y caliente. η_{Wet} es la eficiencia de humidificación. U es el coeficiente global de transferencia de calor y se calcula con la ecuación (9) (Canela-Sánchez et al. 2023).

$$\frac{1}{U A_{Trn, Tub}} = \frac{1}{h_{Tub} A_{Trn, Tub}} + \frac{1}{h_{Pel} A_{Trn, Pel}} \quad (9)$$

Flujo másico evaporado

El flujo másico evaporado depende del calor suministrado a la película descendente en su fase de saturación, por lo que es calculado con la siguiente ecuación presentada en Canela-Sánchez et al. (2023):

$$\dot{m}^{Vap} = \frac{\dot{Q}_{Trn} - (\dot{m}_{Pel}^o H_{Pel}^o - \dot{m}_{Pel}^i H_{Pel}^i)}{H_{t^{Sv}}} \quad (10)$$

2.2 Controlador PI

El controlador PI fue implementado en MATLAB para el evaporador de película descendente para controlar el flujo másico evaporado mediante la manipulación del flujo másico que circula dentro de los tubos.

El error para el controlador PI es definido por la ecuación (11):

$$e(t) = y_{ref} - y_{Ct} \quad (11)$$

donde y_{Ct} es la variable controlada y y_{ref} es el valor de referencia al cual se desea que llegue la variable controlada. En este trabajo, y_{Ct} es el flujo másico evaporador \dot{m}^{Vap} .

El controlador PI implementado en este trabajo viene dado por la ecuación (12): (Seborg et al. 2004):

$$u(t) = \bar{u} + K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt \quad (12)$$

donde $u(t)$ es la variable manipulable, en este caso corresponde al flujo másico dentro de los tubos. \bar{u} es el bias. K_p , K_i son las ganancias proporcional, e integral respectivamente.

En este trabajo también se usó un controlador proporcional descrito en la ecuación (13), donde el bias \bar{u} se va ajustando para que la variable manipulable llegue a los valores nominales de estado estacionario cuando el error es cero (Seborg et al. 2004)

$$u(t) = \bar{u} + K_p e(t) \quad (13)$$

3. RESULTADOS

En esta sección se muestran los resultados obtenidos con el controlador PI implementado en el modelo del evaporador. Como el objetivo del proceso es evaporar la película descendente, el flujo másico de evaporación es la variable controlable en nuestro sistema. En nuestro proceso, el flujo másico de entrada que se pretende evaporar varía de acuerdo al fluido proveniente de un condensador. Por lo tanto, el flujo másico de evaporación varía de acuerdo al flujo másico del condensador. Para esta prueba se usó un flujo másico proveniente del condensador de 0.00095 kg/s . En la industria láctea, el vapor generado determina la concentración final de los sólidos, la cual, es una de las variables a controlar en estos procesos (Bakker et al. 2006). Por esta razón, el control implementado en este trabajo también puede implementarse en el modelo de un evaporador para otras aplicaciones. El punto de referencia para el flujo másico de vapor fue elegido en 0.0005 , 0.0007 kg/s . De esta forma se puede hacer una analogía con la industria láctea para obtener diferentes concentraciones de sólidos. La sintonización de los valores de las ganancias se realizó de forma heurística. Los valores utilizados para las ganancias son $K_p=10$, $K_i=100$. El bias se escogió con un valor de 0.1264 kg/s , el cuál es el valor del flujo másico dentro de los tubos a las condiciones de operación de la prueba simulada.

Primeramente, se implementó el controlador proporcional. Se observó que el controlador proporcional no controla adecuadamente la variable al punto de referencia como era de esperarse, por lo que se implementó un controlador PI. La Fig. 2 muestra el control del flujo másico evaporado con el controlador PI. Como se puede observar, la variable a controlar llega al valor esperado de referencia de flujo másico evaporado de 0.0005 kg/s . La Fig. 3 muestra el error obtenido mediante la ecuación (11) cuando se desea controlar el flujo másico evaporado. Se aprecia que el error se estabiliza en un valor cercano a cero. La Fig. 4 muestra el flujo másico manipulado, el cual se mantiene estable en $0,0861 \text{ kg/s}$. Su comportamiento es similar al comportamiento de las Figs. 2 y 3. El controlador derivativo también fue incorporado al controlador PI, sin embargo no hubo mejoría comparado con el controlador PI, este comportamiento también se observó en Diaz-Mendez et al. (2014).

Se hizo el control para un flujo de 0.0007 kg/s con una perturbación en el valor de referencia durante la simulación. La Fig. 5 muestra el control del flujo másico evaporado en 0.0007 kg/s . Como se puede observar, el valor de referencia es alcanzado aun después de la perturbación realizada en el segundo 9. La Fig. 6 muestra el error de dicha simulación. La Fig. 7 muestra que el flujo másico manipulado llega a la estabilidad en 0.2432 kg/s . Este flujo másico es mayor al flujo másico obtenido cuando se desea controlar el vapor a $0,0005 \text{ kg/s}$ (Figs. 2 y 4), lo cual es un comportamiento razonable.

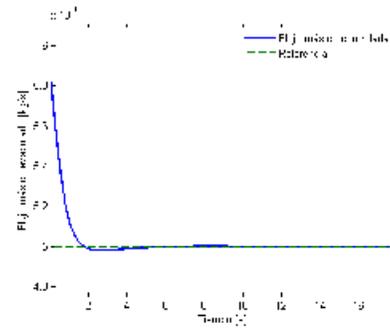


Figura 2. Flujo másico evaporado controlado.

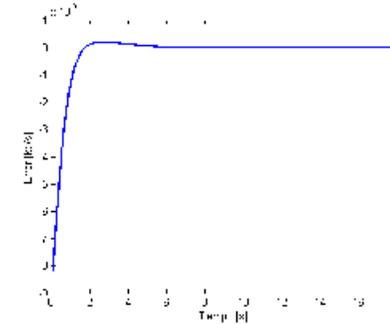


Figura 3. Error entre el valor de referencia y el flujo másico evaporado controlado.

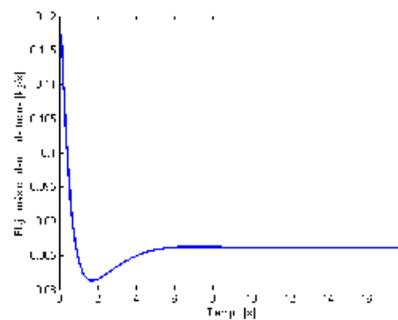


Figura 4. Flujo másico manipulado.

También se implementó un controlador proporcional con un bias que se actualiza durante la simulación. De esta forma, el bias se va ajustando para que la variable manipulable llegue a los valores nominales de estado estacionario cuando el error es cero (Seborg et al. 2004). En este caso, la variable controlada alcanza el punto de referencia utilizando solamente el controlador proporcional. La ganancia utilizada fue $k_p=10$. La Fig. 8 muestra como la variable controlada llega al valor de referencia. La Fig. 9 muestra la variable manipulada, la cual llega al mismo valor que el alcanzado con el controlado PI (Fig. 4) pero en un tiempo ligeramente más largo.

Adicionalmente, se realizó el control con una perturbación aleatoria en la temperatura de entrada para simular el

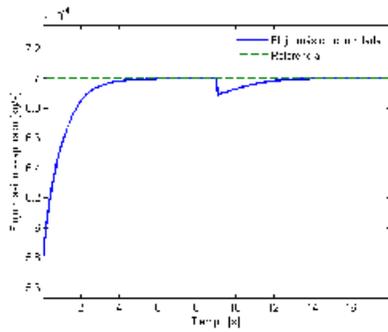


Figura 5. Flujo másico evaporado controlado con perturbación en el valor de referencia.

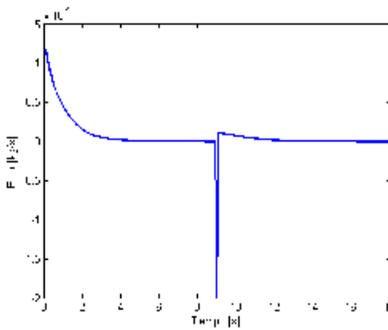


Figura 6. Error con perturbación en el valor de referencia.

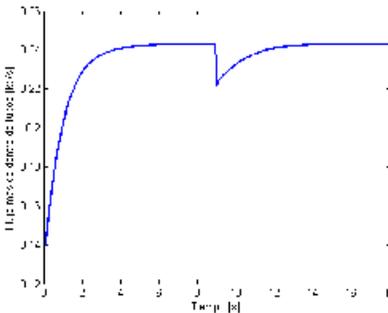


Figura 7. Flujo másico manipulado con perturbación en el valor de referencia.

calor residual proveniente de una planta industrial. La Fig. 10 muestra el flujo másico evaporado controlado. Como se puede observar, el control fue llevado a cabo adecuadamente aún con la perturbación en la temperatura de entrada.

4. CONCLUSIONES

Un controlador PI fue implementado en el modelo de un evaporador de película descendente con 13 tubos. El flujo másico evaporado fue controlado mediante la manipulación del flujo másico que circula dentro de los tubos. Se hizo el control a una referencia de flujo másico de 0.0005 y 0.0007 kg/s. El control se llevó a cabo adecuadamente aun cuando se presentó una perturbación en el valor

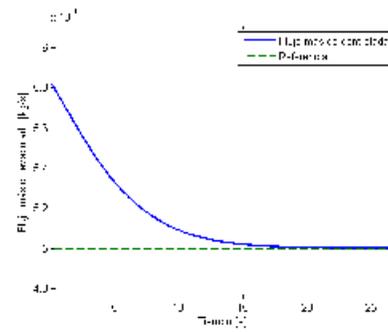


Figura 8. Flujo másico evaporado controlado con controlador proporcional y Bias ajustado.

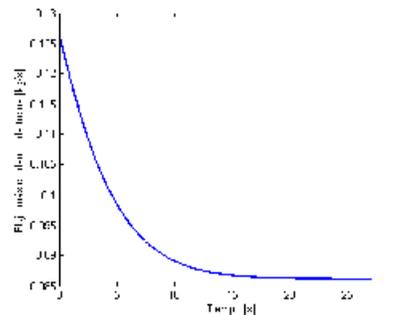


Figura 9. Flujo másico manipulado con controlador proporcional y Bias ajustado.

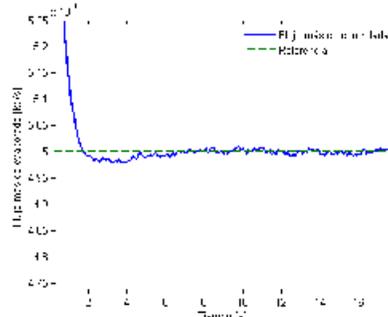


Figura 10. Flujo másico evaporado controlado con perturbación en la temperatura de entrada.

de referencia. También se implementó un controlador proporcional con bias ajustable, obteniendo los mismos valores en estado estacionario de la variable controlable y manipulable que el controlador PI. Adicionalmente, en el control PI se incorporó una perturbación aleatoria en la temperatura de entrada para simular el calor residual de una industria. El controlador PI implementado en el evaporador puede ser implementado en el TTA en todo su conjunto y en sus otras unidades para mejorar el desempeño del TTA. También, puede ser una referencia para controlar importantes variables de un evaporador de otras industrias como la industria láctea.

AGRADECIMIENTOS

IJ Canela-Sánchez agradece a CONAHCyT (Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías) por el apoyo financiero brindado durante su período de posdoctorado. Los autores agradecen a CONAHCyT, PRODEP, Tecnológico Nacional de México y CENIDET por el apoyo brindado para la realización de este trabajo.

REFERENCIAS

- Bakker, H.H., Marsh, C., Paramalingam, S., y Chen, H. (2006). Cascade controller design for concentration control in a falling-film evaporator. *Food control*, 17(5), 325–330.
- Canela-Sánchez, I.J., Juárez-Romero, D., Huicochea, J.A., Escobar-Jiménez, R.F., Delgado-Gonzaga, J., Esche, E., y Repke, J.U. (2022). Film breakdown onset reynolds number of an absorption heat transformer with falling film heat exchangers: Modeling and estimation. *Applied Thermal Engineering*, 215, 118914.
- Canela-Sánchez, I.J., Juárez-Romero, D., y Escobar-Jiménez, R.F. (2023). Modeling and simulation of a helical falling film evaporator to improve its performance and design. *Applied Thermal Engineering*, 228, 120445.
- Delgado-Gonzaga, J., Huicochea, A., Torres-Merino, J., Canela-Sánchez, I., y Juárez-Romero, D. (2017). Performance analysis of a dual component evaporator-absorber of an absorption heat transformer. *Desalination and water treatment*, 73, 175–184.
- Demesa, N. (2010). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para un intercambiador de calor dúplex "absorbedor/evaporador"*. Ph.D. thesis, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, FCQeI.
- Díaz-Mendez, S.E., Patiño-Carachure, C., y Herrera-Castillo, J.A. (2014). Reducing the energy consumption of an earth-air heat exchanger with a pid control system. *Energy conversion and management*, 77, 1–6.
- García-Rivera, E., Castro, J., Farnós, J., y Oliva, A. (2016). Numerical and experimental investigation of a vertical libr falling film. *International Journal of Thermal Sciences*, 109, 342–361.
- Hong, S.J., Lee, C.H., Kim, S.M., Kim, I.G., Kwon, O.K., y Park, C.W. (2021). Analysis of single stage steam generating absorption heat transformer. *Appl. Therm. Eng.*, 144, 1109–1116.
- Horuz, I. y Kurt, B. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, 35(10), 2175–2181.
- Liu, X., Wang, D., y Li, A. (2021). Biodiesel production of rhodosporidium toruloides using different carbon sources of sugar-containing wastewater: Experimental analysis and model verification. *Journal of Cleaner Production*, 323, 129112.
- Perry y Chilton (1973). *Chemical Engineers Handbook*. McGraw-Hill, fifth edition edition.
- Seborg, D.E., Edgar, T.F., y Mellichamp, D.A. (2004). *Process dynamics and control*. John Wiley and Sons, second edition edition.
- Stefanov, Z. y Hoo, K.A. (2005). Control of a multiple-effect falling-film evaporator plant. *Industrial and engineering chemistry research*, 44(9), 3146–3158.
- Yuhao, Y., Tianle, H., Xiaoyun, X., y Jiang, Y. (2020). Experimental assessment of a detachable plate falling film heat and mass exchanger couple using lithium bromide and water as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 113, 219–227.
- Zhang, H., Yin, D., You, S., Zheng, W., y Wei, S. (2019). Experimental investigation of heat and mass transfer in a libr-h2o solution falling film absorber on horizontal tubes: Comprehensive effects of tube types and surfactants. *Appl. Therm. Eng.*, 146, 203–211.

Nomenclatura

A_s	Área de la sección transversal (m^2)
A_{Trn}	área de transferencia (m^2)
Dm	Diámetro (m)
Cp	Capacidad calorífica específica ($kJ/kg^\circ C$)
h	Coefficiente convectivo de transferencia de calor ($kW/m^2^\circ C$)
Ht	Entalpía específica (kJ/kg)
k	Conductividad térmica ($kW/m^\circ C$)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
M_s	Masa (kg)
Nu	Número de Nusselt, (-)
Pr	Número de Prandtl, $\mu Cp/k$, (-)
\dot{Q}_{Trn}	Velocidad de transferencia de calor (kW)
Re	Número de Reynolds, (-)
t	Tiempo (s)
Tm	Temperatura ($^\circ C$)
U	Coefficiente global de transferencia de calor ($kW/m^2^\circ C$)

Griegas

ΔTm	Diferencia de temperaturas ($^\circ C$)
δ_{Flm}	Espesor de película, (m)
η_{Wet}	Eficiencia de humidificación (-)
μ	Viscosidad dinámica ($kg/m \cdot s$)

Subíndices

Ext	Externo
Hlc	Helicoidal
Int	Interno
Pel	Lado película
Tub	Lado tubos

Superíndices

i	Entrada
o	Salida
Sv	Vapor Saturado
Vap	Vapor