

# Control PI de un Transformador Térmico de Doble Etapa por Absorción para Revalorización de Energía

C.V. Valdez–Morales\*, J. Díaz-Salgado\*\*  
R. J. Romero\*\*\*

\*Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Av. Universidad 1001, Cuernavaca, Morelos, CP 62209, México. (correo-e: carmen.valdez@uaem.mx).

\*\*Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, Av. Tecnológico s/n C.P. 55210 Col. Valle de Anáhuac, Ecatepec de Morelos, Estado de México, (correo-e: JorgeSalgado@tесе.edu)

\*\*\* Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Av. Universidad 1001, Cuernavaca, Morelos, CP 62209, México. (correo-e: rosenberg@uaem.mx)

---

Resumen: En el presente trabajo se muestra el diseño de un control PI (Proporcional-Integral) para la regulación de la temperatura de entrada del primer generador de un transformador térmico de doble etapa DSHT (Double Stage Heat Transformer) operado con la mezcla de Carrol-agua mediante la manipulación del flujo volumétrico. El estado estacionario del DSHT se diseña utilizando los mismos parámetros termodinámicos que para las bombas de calor: Coeficiente de operación COP (Coefficient of Performance) y GTL (Gross Temperature Lift). Las variaciones de la temperatura de entrada del generador, provenientes del calor de desecho, constituyen las mayores perturbaciones que pueden afectar al sistema. El papel del controlador PI es mantener el estado estacionario del DSHT a pesar de estas perturbaciones. La metodología de diseño consiste en los siguientes pasos: (i) la selección de condiciones de operación termodinámicas en estado estacionario del DSHT, (ii) un correcto modelado del generador en el dominio de la frecuencia compleja, (iii) el análisis de la dinámica del generador, (iv) la proposición de los parámetros de desempeño deseados y (v) la determinación de las ganancias de control utilizando la técnica del Lugar Geométrico de las Raíces y un software especializado de diseño. El control PI propuesto permite mantener el estado estacionario diseñado para el DSHT a pesar de variaciones en la temperatura del calor de desecho obteniendo una revalorización de calor mayor al 30%.

**Keywords:** Process control, Heat exchangers, PI controllers.

---

## 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, varios países están invirtiendo grandes recursos para el desarrollo de tecnologías que faciliten la recuperación y el uso eficiente de la energía. Una de estas nuevas tecnologías son los dispositivos denominados Transformadores Térmicos por Absorción AHT (Absorption Heat Transformers) que son básicamente transformadores térmicos utilizados como bombas de calor, de tal forma que permiten incrementar la temperatura moderada de una fuente de calor a un nivel que tenga utilidad para ser aprovechado en un proceso, todo esto con un mínimo gasto energético (Ma et al., 2003). Típicamente se han utilizado los AHT para revalorizar el calor proveniente de fuentes solares, geotermales y de desecho industrial (Rivera, Best, Cardoso, & Romero, 2015).

Un AHT de una sola etapa o SSHT (Single Stage Heat Transformer) puede lograr que la mitad del calor suministrado sea aprovechado, mientras que el resto se disipa a la atmósfera a una temperatura menor que la inicial (Parham, Khamooshi, Tematio, Yari, & Atikol, 2014). Un SSHT consta de cinco intercambiadores de calor: un generador, un condensador, un evaporador, un economizador y un absorbedor. La mezcla de trabajo que circula al interior de los intercambiadores para

realizar el ciclo termodinámico consta de un fluido de trabajo y un absorbente. Los transformadores térmicos de doble etapa DSHT (Fig. 1) consisten en el acoplamiento de dos SSHT, de tal forma que se aumenten el COP o el GTL totales (Kasac, n.d.)(Silva-Sotelo, Romero, & Rodríguez-Martínez, 2010). Existen tres formas diferentes de acoplamiento. En una de estas formas la cantidad de calor cedida por el absorbedor de la primera etapa  $Q_{AB}$  alimenta al evaporador de la segunda etapa  $Q_{EV2}$ . De esta forma, el fluido de trabajo es evaporado a una temperatura y presión mayor que en el evaporador de la primera etapa, lo que permite que la cantidad de calor cedida por el absorbedor de la segunda etapa  $Q_{AB2}$  alcance una temperatura mayor que en el absorbedor de la primera etapa.

Diferentes mezclas de trabajo han sido reportadas en la literatura especializada, siendo la mezcla Bromuro de Litio/agua la mayormente utilizada (Parham et al., 2014). Recientemente en el CIICAp se ha construido un DSHT (Fig. 2) donde la mezcla de trabajo utilizada es Carrol/agua (Romero, Martínez, Silva, Cerezo, & Rivera, 2011). El DSHT diseñado consta de diez intercambiadores de calor de placas, está completamente instrumentado y utiliza como fuente de calor de desecho un tanque de almacenamiento de 60 lts con regulación automática de temperatura con un controlador on/off..

Es bien sabido que en todos los procesos termodinámicos existen muchos parámetros y entradas, generalmente no medibles, que desvían al sistema del punto de equilibrio diseñado y consecuentemente disminuyen la calidad de la producción y la eficiencia del mismo (Wang et al., 2018). En un DSHT las principales perturbaciones que afectan la operación y/o el desempeño del sistema son: (i) la concentración de la mezcla de trabajo (ii) las variaciones de temperatura y flujo de entrada al sistema. En particular para las variaciones de temperatura, el uso de un esquema de control en lazo cerrado permite: (i) minimizar el efecto de estas perturbaciones y (ii) reducir el tiempo que la planta opere fuera del estado estacionario.

En este trabajo se propone la implementación de un control PI (Proporcional-Integral) para controlar el flujo de entrada del generador de la primera etapa de un DSHT a fin de minimizar el efecto de los cambios de temperatura del calor de entrada. El diseño del PI consiste en los siguientes pasos: (i) la obtención de un modelo matemático del generador de la primera etapa del DSHT, (ii) el análisis de la respuesta dinámica del generador (iii) el establecimiento de los parámetros de desempeño deseados y (iv) la aplicación del Lugar Geométrico de la Raíces para la obtención de las ganancias del control PI.

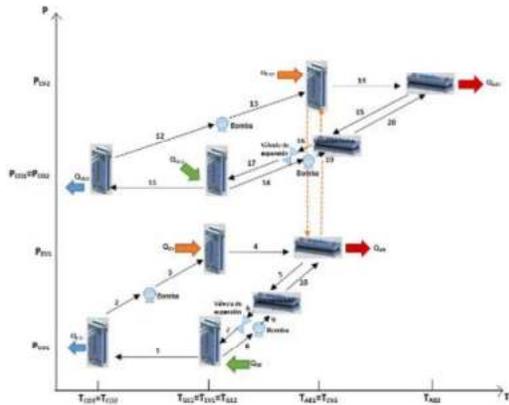


Fig. 1. Diagrama esquemático de un transformador térmico por absorción de doble etapa (DSHT).

## 2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA

### 2.1 Estado estacionario

Cada uno de los elementos del DSHT se diseña con ecuaciones de balance de energía en estado estacionario (1-6); estas ecuaciones están en función de las entalpías, temperatura y concentración de la mezcla de trabajo (Kasac, n.d.). Se consideran entradas y salidas en cada uno de los intercambiadores de calor con la numeración correspondiente como se muestra en la Figura 1.

$$Q_{GE} = M_{GE,V1}H_{GE,V1} + M_{GE,S6}H_{GE,S6} - M_{AB,S9}H_{V,S9} \dots(1)$$

$$Q_{EV} = M_{EV1}(H_{GE,V4} - H_{CO,S3}) \dots(2)$$

$$Q_{AB,i} = M_{CO}H_{EV,V4} + M_{GE,S10}H_{GE,S10} - M_{AB,S5}H_{AB,S5} \dots(3)$$

$$Q_{CO} = M_{CO}(H_{CO,S2} - H_{EV1}) \dots(4)$$

El COP (5) se define como el cociente de la energía útil cedida en el absorbedor y la energía suministrada en el generador y evaporador. Por su parte el GTL (6) se define como la diferencia de temperatura entre el absorbedor y el evaporador.

$$COP_{DSHT} = \frac{Q_{AB2}}{Q_{GE1} + Q_{EV1} + Q_{EV2}} \dots(5)$$

$$GTL = T_{AB2} - T_{EV1} \dots(6)$$

Las ecuaciones de balance de energía permiten determinar los valores de diseño en estado estacionario (Tabla 1).

Tabla 1. Valores en estado estacionario

COP	GTL °C	T <sub>GE</sub> °C	T <sub>AB</sub> °C	T <sub>EV</sub> °C	T <sub>CO</sub> °C	Flujo in Ge l/min
0.30	32.26	62.60	100.26	68.00	22.24	8

Cabe señalar que en el balance de energía se considera una temperatura de entrada de calor constante e igual a 91 °C.



Fig. 2. Diagrama esquemático del DSHT construido.

### 2.1 Operación de la planta

La correcta operación del DSHT consiste en la manipulación del flujo volumétrico de las cuatro bombas de velocidad variable y dos válvulas de expansión (Fig. 1) de la planta para mantener el balance energético diseñado. El control manual de flujo se utiliza para llevar a la planta a los valores calculados en estado estacionario (Tabla 1). Primero se lleva al estado estacionario la primera etapa y posteriormente la segunda.

Una vez logrado el estado estacionario de la primera etapa se propone el control automático del flujo de entrada del generador para compensar rápidamente las perturbaciones generadas por las variaciones en la temperatura de entrada.

## 3. DISEÑO DEL ALGORITMO DE CONTROL

### 3.1 Determinación del modelo matemático del generador

El modelo matemático se obtiene por medio de una prueba experimental a lazo abierto. Una que la planta se encuentra en estado cuasi-estacionario se fuerza una entrada escalón en el generador (Fig. 3e) con una variación de 3 L/min durante dos minutos.

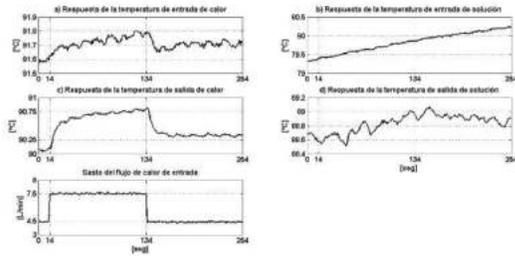


Fig. 3. Respuesta a lazo abierto del generador.

Esta prueba muestra que: la variación de gasto del flujo de calor de entrada del generador permite controlar las temperaturas de entrada (Fig. 3a) y salida (Fig. 3c) de calor y la salida de solución (Fig. 3d). La temperatura de entrada de solución (Fig. 3b) muestra una pendiente de  $3.3e^{-3}(\text{°C})/\text{s}$  debido al estado cuasi-estacionario. Las respuestas de las tres temperaturas muestran un comportamiento fundamentalmente de primer orden (Fig. 3). A partir de la relación entre gasto de flujo de entrada  $q_i$  y respuesta de salida de calor  $T_o$  (Fig. 3c) se propone un modelo (7) en el dominio de la frecuencia compleja mediante una función de transferencia  $G(s)$ . Los resultados experimentales muestran que ante una entrada escalón con 3 l/min de tamaño implican un cambio en la salida (9b) de aproximadamente 0.6 °C en un tiempo alrededor de 48 segundos (8).

$$G(s) = \frac{T_o(s)}{q_i(s)} = \frac{k}{(s+p_1)} = \frac{0.0167}{(s+0.0833)} \quad \dots(7)$$

$$t_s \approx 48 \text{ s} = \frac{4}{p_1} \quad \dots(8)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = \lim_{s \rightarrow 0} sY(s) \quad \dots(9a)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} sY(s) = sG(s)U(s) = s \frac{k}{(s+0.0833)} \frac{3}{s} = 0.6 \quad \dots(9b)$$

$$\frac{k_p(s + \frac{k_i}{k_p})}{s} \quad \dots(10)$$

La ganancia  $k$  y la posición del polo  $p_1$  de la función de transferencia propuesta (7) se calculan mediante el tiempo de asentamiento del sistema (8) y el teorema de valor final (9) (Ogata, 2015). La comparación de la respuesta experimental contra la simulada (Fig. 4) muestra una buena concordancia del modelo matemático propuesto con los datos experimentales.

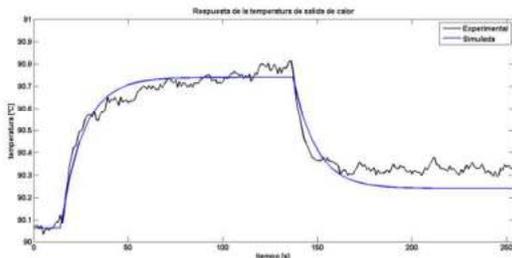


Fig. 4. Respuesta experimental VS simulada.

### 3.2 Diseño del controlador PI

La función de transferencia propuesta (7) se utiliza para el diseño del controlador PI. La metodología de diseño es la siguiente (Nise, 2010): (i) la función de transferencia del controlador PI se escribe en la forma de ganancia-posición ceros y polos (10), (ii) se propone el cero del controlador en la posición  $z_{PI} = -0.3$ , (iii) se proponen dos tiempos de asentamiento  $t_{s1} = 30.0 \text{ s}$  y  $t_{s2} = 15.0 \text{ s}$  correspondientes a dos controles  $PI_1$  y  $PI_2$  respectivamente y (iv) mediante el uso del lugar geométrico de las raíces y con la ayuda de un software de simulación (Fig. 5) se calculan las ganancias proporcional e integral de los controles respectivos (Tabla 2). Los tiempos de asentamiento propuestos (menores al tiempo de asentamiento en lazo abierto) y la posición del cero (tan sólo 3.6 veces más rápido que el polo en lazo abierto) pretenden forzar una mejora mesurada de la dinámica a lazo abierto de tal forma que no den por resultado grandes ganancias de control ya que la respuesta en lazo abierto (Fig. 5) muestra un ruido considerable tanto en las mediciones de flujo como en las de temperatura.

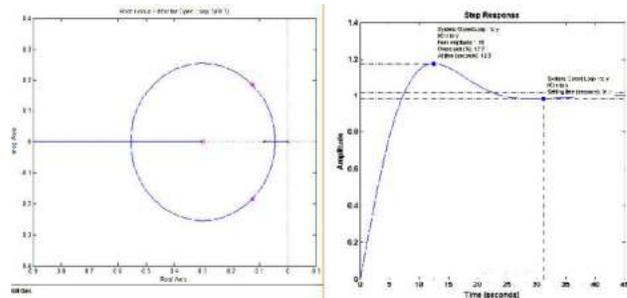


Fig. 5. Lugar Geométrico de las Raíces.

Tabla 2. Parámetros de los controladores PI diseñados

Controlador	PI <sub>1</sub>	PI <sub>2</sub>
$t_s$ [s]	31.1	15.0
$k_p$	10.0	21.8
$k_i$	3.0	6.5
%SP	17.7	15.1
$p_1$	-0.12+18i	-0.22+0.24i
$p_2$	-0.12-18i	-0.22+0.24i
$\omega_n$ [rad/s]	0.22	0.33

Ambos controladores presentan polos complejos conjugados ya que los parámetros de desempeño deseados dan por resultado un sistema sub amortiguado, con un porcentaje de sobrepaso razonable y en ambos casos menor al 20%. Las respuestas en simulación de los controladores propuestos (Fig. 6) muestran que las respuestas cumplen con los parámetros de diseño propuestos.

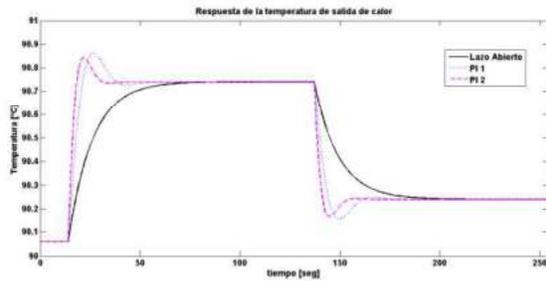


Fig. 6. Respuesta de la salida de calor

#### 4. RESULTADOS

El control diseñado fue implementado en la línea de flujo del generador de la primera etapa del DSHT mediante: (i) la construcción de un actuador de bajo costo (Fig. 7) basado en la unión de un motor de CD modulado por PWM con una válvula de esfera convencional mediante un acoplamiento rígido de 5/16", (ii) el uso de un sensor de flujo por efecto hall con una precisión del  $\pm 3\%$  para cerrar el lazo de retroalimentación, (iii) el uso de un software de instrumentación virtual en una computadora personal para la solución del algoritmo PI y (iv) el uso de hardware especializado de adquisición de datos para la lectura de las señales de temperatura y flujo, y la generación de la salida de control. Se realizaron pruebas experimentales en periodos de 6 minutos con los dos controladores propuestos. Para la primera respuesta (Fig. 8) se utiliza el primer controlador PI<sub>1</sub> y cambios escalón de amplitud 0.5 °C, mientras que para la segunda (Fig. 9) el segundo controlador PI<sub>2</sub> y amplitudes de 0.15 °C. Ambos resultados muestran que: (i) al igual que en lazo abierto existe una considerable cantidad de ruido presente en la medición de flujo, (ii) los dos controladores compensan las desviaciones de la temperatura de entrada, (iii) ambos mantienen el estado estacionario con variaciones aproximadas de  $\pm 0.2$  °C, y (iv) los tiempos de asentamiento son aproximadamente de 30 segundos. Estos resultados permiten afirmar que las variaciones de estado estacionario son más notorias en el segundo controlador, en primer lugar, por el tamaño del escalón y en segundo porque la ganancia proporcional  $k_p$  (dos veces más grande que la primera) amplifica el ruido presente en la medición en detrimento del desempeño del controlador. Este deterioro también se refleja en el estado transitorio pues con el segundo controlador no se logra reducir el tiempo de asentamiento como era de esperarse por las condiciones de diseño.



Fig. 7. Actuador de bajo costo utilizado para el control de flujo.

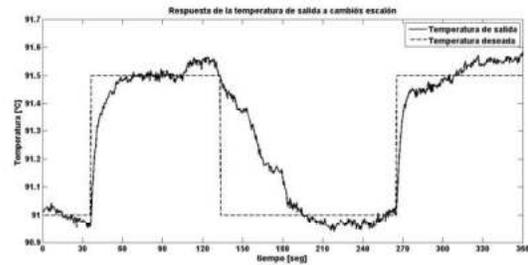


Fig. 8. Temperatura de salida del generador controlada con el PI<sub>1</sub>.

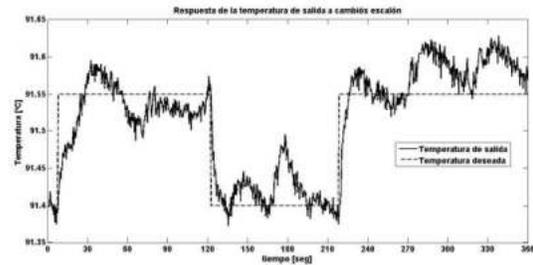


Figura 9. Temperatura de salida del generador controlada con el PI<sub>2</sub>

Finalmente se muestra una puesta en marcha experimental de la primera etapa del DSHT (Fig. 10). El estado estacionario se logra después de aproximadamente 45 minutos debido a las variaciones que presenta la concentración de la mezcla de trabajo que afectan en mayor medida a la temperatura del absorbedor. En el minuto 50 se fuerza un aumento de 5 °C en la temperatura de entrada de calor de desecho (Fig. 11), la cual es correctamente compensada en la temperatura del generador por el control PI<sub>1</sub>, diseñado, manteniendo la primera etapa del DSHT en estado estacionario durante al menos 50 minutos.

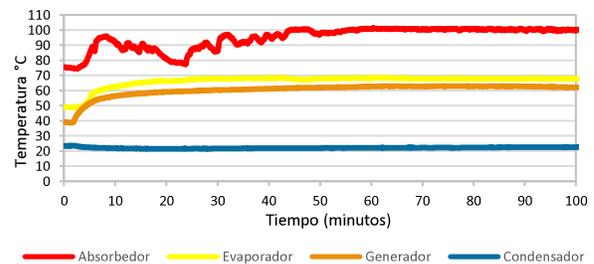


Fig. 10. Prueba experimental de primera etapa de un DSHT.



Fig. 11. Variación en la temperatura de entrada del calor de desecho.

## 5. CONCLUSIONES

Un análisis termodinámico del sistema permite determinar las condiciones de operación necesarias en las que un DSHT puede llegar a un estado de equilibrio con el objetivo de obtener un COP del 30% y un GTL de 32.26 °C. Eso significa que 32% del total de la energía que entra al sistema se recupera para poder ser utilizada en algún otro proceso que lo requiera, con el fin de disminuir el uso de algún otro combustible fósil o generación de gases de efecto invernadero. La importancia de incluir un control automático para el control de la temperatura de entrada la primera etapa del sistema DSHT es que permite mantener el estado de equilibrio (logrado después de varios minutos de operación) a pesar de perturbaciones en la temperatura del agua de desecho industrial (o de cualquier otra fuente calor). Esta situación se presenta de manera común fuera de las condiciones ideales y estables que existen dentro de un laboratorio en una planta prototipo. La adecuada metodología de diseño permitió obtener las ganancias del controlador PI de forma analítica y predecir su comportamiento aproximado en simulación. El control propuesto se implementó utilizando software y hardware de instrumentación virtual, un sensor de flujo adecuado y el diseño de un actuador de bajo costo utilizando un motor de CD y una válvula de esfera convencional. Los resultados experimentales muestran que: (i) debido a la presencia de ruido en las mediciones de los sensores es preferible un controlador con ganancias medidas ya que de otro modo se amplifica el ruido presente en la medición en deterioro del desempeño en estado estable y transitorio en lazo cerrado y (ii) la primera etapa del DSHT controlado de forma automática con un controlador PI en el calor de entrada del generador de esta etapa puede compensar en medio minuto las perturbaciones en la temperatura de entrada manteniendo las condiciones de equilibrio para lograr una revalorización continua de calor de desecho.

Ya que se utilizó como herramienta de diseño el lugar geométrico de las raíces, el desempeño del controlador dependió fuertemente de la fidelidad del modelo matemático utilizado. Como el modelo matemático se obtuvo de forma experimental, el desempeño logrado es acorde con la diferencia que existe entre la dinámica propuesta y la verdadera dinámica de la planta.

Por último, cabe mencionar que el desempeño del control en lazo cerrado puede mejorarse de dos formas: (i) utilizando sensores tanto de temperatura como de flujo que presenten menor ruido de medición y/o (ii) diseñando un filtro paso-bajas adecuado para reducir el ruido de alta frecuencia presente en la señal de medición.

**Agradecimientos: J. Díaz-Salgado quiere agradecer el apoyo del Fondo Sectorial CONACyT - Secretaría de Energía - Sustentabilidad Energética 2015-2016 2do. corte por el apoyo económico otorgado.**

## REFERENCIAS

Kasac. (n.d.). *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*.  
Ma, X., Chen, J., Li, S., Sha, Q., Liang, A., Li, W., ... Feng,

- Z. (2003). Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. *Applied Thermal Engineering*.  
[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00011-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00011-5)
- Nise, N. (2010). *Control Systems Engineering* (6th ed.). John Wiley & Sons Inc.
- Ogata, K. (2015). *Modern Control Engineering* (5th ed.). Pearson.
- Parham, K., Khamooshi, M., Tematio, D. B. K., Yari, M., & Atikol, U. (2014). Absorption heat transformers - A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34, 430–452.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.03.036>
- Rivera, W., Best, R., Cardoso, M. J., & Romero, R. J. (2015). A review of absorption heat transformers. *Applied Thermal Engineering*, 91, 654–670.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.021>
- Romero, R. J., Martínez, A. R., Silva, S., Cerezo, J., & Rivera, W. (2011). Comparison of double stage heat transformer with double absorption heat transformer operating with Carrol - Water for industrial waste heat recovery. In *Chemical Engineering Transactions*.  
<https://doi.org/10.3303/CET1125022>
- Silva-Sotelo, S., Romero, R. J., & Rodríguez-Martínez, A. (2010). Double stage heat transformer controlled by Flow ratio. *Innovations in Computing Sciences and Software Engineering*, 577–581.  
<https://doi.org/10.1007/978-90-481-9112-3-100>
- Wang, L., Bu, X., Wang, H., Ma, Z., Ma, W., & Li, H. (2018). Thermoeconomic evaluation and optimization of LiBr-H<sub>2</sub>O double absorption heat transformer driven by flat plate collector. *Energy Conversion and Management*, 162, 66–76.  
<https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2018.02.011>