

# OPTIMIZACIÓN DE EFICIENCIA TÉRMICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO 81/32/45

## THERMAL EFFICIENCY OPTIMIZATION OF A TYPE 81/32/45 HEAT EXCHANGER

STEVEZ SÜLZER, P.

### RESUMEN

**D**entro de la tendencia de disminuir los costos de producción de los procesos industriales existe una rama importante que contribuye a este fin como es la integración de energía en procesos. Una de las vías más usadas en el campo de integración de energía son los intercambiadores de calor, los cuales tienen como propósito la disminución del gasto de energía ocasionado al calentar y enfriar las corrientes del proceso. El papel de los intercambiadores térmicos ha adquirido una creciente importancia por la necesidad de ahorrar energía. En consecuencia, se desea obtener equipos óptimos, no sólo en función de un análisis térmico y rendimiento económico de lo invertido, sino también en función del aprovechamiento energético del sistema. La evaluación energética de un intercambiador de calor 81/32/45 inicialmente utilizado como un condensador de gases, es un intercambiador de casco y tubos formado por carcazas iguales conectadas en serie, que permiten recuperar energía de la purga continua del equipo 45, precalentando la alimentación de este último, bajando la temperatura de efluente y ahorrando vapor de calentamiento. El actualmente del intercambiador es empleado para la recuperación de calor por intercambio de flujos agua/agua, se evidenció que presenta pérdidas de energía, teniendo costos significativos. Una vez cuantificadas las cargas térmicas, se proponen alternativas de solución para el aprovechamiento de la energía perdida, para mejorar el rendimiento del proceso, aumentando de 78,25 al 79,39 %, también el de minimizar la contaminación térmica de los efluentes líquidos, aguas residuales, bajando la temperatura de 78,42 a 54,19 °C, cumpliendo con las normas medioambientales.

### PALABRAS CLAVE

Intercambiadores de calor, Evaluación energética, Eficiencia térmica.

### ABSTRACT

**W**ithin the trend of reducing the production costs of industrial processes, there is an important branch that contributes to this end, such as the integration of energy in processes. One of the most used ways in the field of energy integration are heat exchangers, which have the purpose of reducing the energy expenditure caused by heating and cooling the process streams. The role of heat exchangers has become increasingly important due to the need to save energy. Consequently, it is desired to obtain optimal equipment, not only based on a thermal analysis and economic performance of the investment, but also based on the energy use of the system. The energy evaluation of a heat exchanger 81/32/45 initially used as a gas condenser, is a shell and tube exchanger formed by equal shells connected in series, which allow energy to be recovered from the continuous purge of the unit 45, preheating the feeding of the latter, lowering the effluent temperature and saving heating steam. The exchanger is currently used for heat recovery by exchanging water / water flows, it was shown that it presents energy losses, having significant costs. Once the thermal loads have been quantified, alternative solutions are proposed for the use of wasted energy, to improve the performance of the process, increasing from 78.25 to 79.39%, as well as to minimize the thermal pollution of liquid effluents, wastewater, lowering the temperature from 78.42 to 54.19 °C, complying

### KEYWORDS

Heat exchangers, Energy evaluation, Thermal efficiency.

## INTRODUCCIÓN

**E**n casi todo proceso industrial existen corrientes frías que es necesario calentar y corrientes calientes que es necesario enfriar. La integración de energía busca el ahorro de servicios (vapor, agua de enfriamiento, refrigerantes) para calentar o enfriar estas corrientes por medio del intercambio de calor entre las corrientes naturales del proceso.

Dentro de la tendencia de disminuir los costos de producción de los procesos industriales existe una rama de importante contribución a este fin como es la integración de energía en los procesos.

Una de las vías más usadas en el campo de integración de energía son los intercambiadores de calor, cuya función es la disminución del gasto de energía ocasionado al calentar y enfriar las corrientes del proceso.

El papel de los intercambiadores térmicos ha adquirido una creciente importancia por la necesidad de ahorrar energía. En consecuencia, se desea obtener equipos óptimos, no sólo en función de un análisis térmico y rendimiento económico de lo invertido, sino también en función del aprovechamiento energético del sistema.

Al evidenciarse que en un intercambiador de calor 81/32/45 existen pérdidas de energía, se proponen alternativas de solución en términos de mejorar el rendimiento del proceso, minimizar la contaminación térmica de los efluentes líquidos, en este caso, aguas residuales.

El nombre de intercambiador de calor 81/32/45 se debe a que está conectado con los siguientes equipos:

El equipo se compone de una primera etapa (equipo 32) separador de agua/solvente y una segunda etapa (equipo 34) acumulador de solvente. La sección del recipiente que lleva a cabo la separación (equipo 32) posee dos placas perforadas direccionadoras de flujo, y luego un *pack* de placas paralelas (inclinadas a 60°) por donde el fluido es forzado a pasar. Este interior está especialmente diseñado para permitir una separación eficiente evitando el retromezclado por turbulencias. El equipo posee una única entrada para la mezcla agua-solvente, que ingresa por un extremo del equipo y pasa a través del *pack* de placas, separándose en dos fases: El solvente (fase superior) desborda por encima de un *baffle* separador y pasa al compartimiento de acumulación (equipo 34). El agua (fase inferior) drena por gravedad por el fondo del equipo hacia el regulador de interfase.

El regulador de interfase es un pequeño recipiente externo a la envolvente principal del equipo que permite, mediante un ajuste manual, regular la altura.

El equipo 45 es una columna de *stripping* del efluente líquido proveniente del Separador de Solvente.

La función del equipo consiste en vaporizar cualquier posible escape de solvente en la fase acuosa proveniente del equipo 32/34.

El Separador de Solvente opera con elevada eficiencia de separación y en condiciones normales operativas no deberían existir fugas de solvente del 32/34.

Aun así, el equipo 45 está diseñado para poder vaporizar y enviar hacia el equipo 60 el solvente que pudiera ingresar junto con el agua que drena del ítem 32.

La capacidad de evaporación del solvente de la mezcla solvente/agua presenta desde un contenido de trazas de solvente hasta prácticamente un 100 % de solvente, siempre para un caudal total igual al caudal normal de ingreso al 45.

El equipo está provisto de platos de rejillas diseñados para darle al líquido que ingresa por el tope un tiempo de residencia suficiente y un buen contacto vapor-líquido que asegure, fundamentalmente, una buena transferencia de calor.

El efluente líquido sale del equipo 45 mediante un drenaje

natural hacia el economizador agua-purga (ítem 81-32/45) y luego hacia el drenaje final. También se dispone de un drenaje de emergencia, en caso de sobrellenado, por bloqueo accidental del drenaje normal del equipo.

El drenaje normal del equipo consiste en una válvula de tres vías, para asegurar un drenaje permanente, y una válvula de bloqueo que debe mantenerse trabada en posición abierta (locked - open).

Especificaciones técnicas del intercambiador de calor 81/32/45

### DESCRIPCIÓN

Tipo: Casco y tubos. Superficie de intercambio: 10 m<sup>2</sup>. Destino: Recuperación de calor por intercambio (Agua/Agua).

### CONSTRUCCIÓN

Cuerpo: Acero A-106-BSCH 40. Diámetro: 168,3 mm. Largo: 5950 mm.

Tubos: Acero A-249TP 304. Diámetro: 15,87 x 1 mm. Largo: 6000 mm. Cantidad: 32.

Largo total equipo: 6761 mm.

Placas Tubulares: Acero A-516-60. Espesor: 24/41 mm. Diámetro: 210 mm.

Chicanas transversales: AISI 304. Cantidad: 66. esp: 1,6 mm.

Prueba de Presión: Cuerpo: 7,88 kg/cm<sup>2</sup>. Tubos: 7,88 kg/cm<sup>2</sup>.

## DESARROLLO

Datos para los cálculos de balance de materia y energía

Para el *stripper* de efluentes ítem 45:

$$T_1 = 95 \text{ °C}, V_1 = 3,59 \text{ m}^3/\text{h}, \rho_1 = 962 \text{ kg/m}^3.$$

Para el intercambiador de calor 81/32/45:

$$T_2 = 55 \text{ °C}, V_2 = 2,70 \text{ m}^3/\text{h}, \rho_2 = 986 \text{ kg/m}^3.$$

Para la purga continua de los calderos:

$$T_3 = 95 \text{ °C}, V_3 = 2,54 \text{ m}^3/\text{h}, \rho_3 = 962 \text{ kg/m}^3.$$

Para los calderos:

$$m_L = 25000 \text{ kg/h}, T = 42 \text{ °C}$$

Balance de Materia

$$m_4 = 8562,56 \text{ kg/h}$$

Balance de Energía

$$T_4 = 92,55 \text{ °C},$$

Suponiendo una pérdida de calor del 5 %:

$$T_4 = 78,42 \text{ °C},$$

Acorde con los cálculos efectuados de las corrientes calóricas y temperaturas, existen pérdidas de energía en el intercambiador de calor 81/32/45, *stripper* de efluentes (ítem 45), considerándose también la purga continua de los calderos para un mejor aprovechamiento de energía. Se obtuvo un incremento de temperatura a la cual ingresaría el agua tratada a los calderos de  $T = 42,00$  a  $T = 51,29$  °C, y de una temperatura de la mezcla de efluentes  $T = 78,42$  a  $T = 69,00$  °C, en condiciones ideales. Se aprovecharía esta energía mediante un nuevo intercambiador de calor, desarrollándose las alternativas de solución.

El intercambio de calor entre corrientes puede requerir de un número mayor de intercambiadores de calor o de equipos con mayor área de transferencia o equipos con diferentes características que los actuales.

Para la solución del problema se tomaron en cuenta dos alternativas de solución. En la tabla 1 se indican las especificaciones técnicas para las dos alternativas.

**Tabla 1.** Especificaciones técnicas para los cálculos de los tubos del intercambiador de calor 81/32/45

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Número de tubos.	441	148
Diámetro interior de los tubos, cm.	5,6	5,6
Diámetro exterior de los tubos, cm.	6,6	6,6
Longitud de los tubos, m.	2,98	2,98
Grosor de los tubos, cm.	0,5	0,5
Flujo másico, kg/h	19,41	57,85

Para los cálculos de flujo de calor del intercambiador de calor SERMATEC, se tomó en cuenta el siguiente procedimiento:

**FLUJO DE CALOR INTERIOR.**

Determinación preliminar de las propiedades del fluido adecuadas, que se muestra en la tabla 2.

**Tabla 2.** Las propiedades del agua para los cálculos de las propiedades del fluido del intercambiador de calor 81/32/45

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Temperatura, °C.	65	53
Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/ms.	$4,3 \times 10^{-4}$	$5,13 \times 10^{-4}$
Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> .	980,3	988,0
Capacidad calorífica, $c_p$ , kJ/kg °C.	4,183	4,174
Pr.	2,73	3,30
Conductividad Térmica, W/m°C.	0,659	0,649

Se estableció el régimen de flujo, calculando el número de Reynolds. Los resultados y condiciones se indican en la tabla 3

**Tabla 3.** Determinación del número de Reynolds

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Diámetro, m.	0,065	0,053
Velocidad, m/s.	0,00225	0,00670
Número de Reynolds, Re.	287,25	720,92

Se seleccionó una ecuación que se ajusta a la geometría y al régimen de flujo, tabla 4.

**Tabla 4.** Determinación del coeficiente convectivo interno

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Geometría.	Tubo	Tubo
Flujo.	Laminar	Laminar
Número de Nusselt.	17,45	24,93
Temperatura, °C.	78,42	54,19
Diámetro interno, m .	0,056	0,056
Coficiente Convectivo, W/m <sup>2</sup> °C.	205,34	288,92

**FLUJO DE CALOR EXTERIOR**

La determinación preliminar de las propiedades del fluido se muestra en la tabla 5.

**Tabla 5.** Las propiedades del agua para los cálculos de las propiedades del fluido del intercambiador de calor 81/32/45

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Temperatura, °C.	47	51
Viscosidad dinámica, $\mu$ , kg/ms.	$5,62 \times 10^{-4}$	$5,62 \times 10^{-4}$
Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> .	988,8	988,0
Capacidad calorífica, cp, kJ/kg°C.	4,174	4,174
Pr.	3,64	3,64
Conductividad Térmica, W/m°C.	0,644	0,644

Se estableció el régimen de flujo calculando el número de Reynolds. Los resultados y condiciones se indican en la tabla 6

**Tabla 6.** Determinación del número de Reynolds

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Diámetro, m.	0,066	0,066
Velocidad, m/s.	0,00190	0,02184
Número de Reynolds, Re.	220,67	25634,06

Se seleccionó una ecuación que se ajuste a la geometría y al régimen de flujo, tabla 7.

**Tabla 7.** Determinación del coeficiente convectivo interno

	Primera Alternativa	Segunda Alternativa
Geometría.	Tubo individual	Tubo individual
Flujo.	Laminar	Laminar
Número de Nusselt.	13,00	40,60
Temperatura, °C.	47	51
Diámetro externo, m.	0,066	0,066
Coficiente Convectivo, W/m <sup>2</sup> °C.	126,84	396,15
Coficiente global de transferencia de calor W/m <sup>2</sup> °C.	78,40	167,00

Se aplicó el programa de cálculo CHEMCAD, versión 5.2

En la figura 1 se especifican las corrientes con ayuda de números identificadores desde 1 hasta el número 8. El esquema representa las alternativas de solución: la mezcla de los efluentes líquidos provenientes de las distintas corrientes (1, 2, 3) ingresa por los tubos del intercambiador de calor propuesto y el agua de alimentación de los calderos (7) por la coraza aprovechando, de esta manera, la energía de la mezcla de los efluentes.

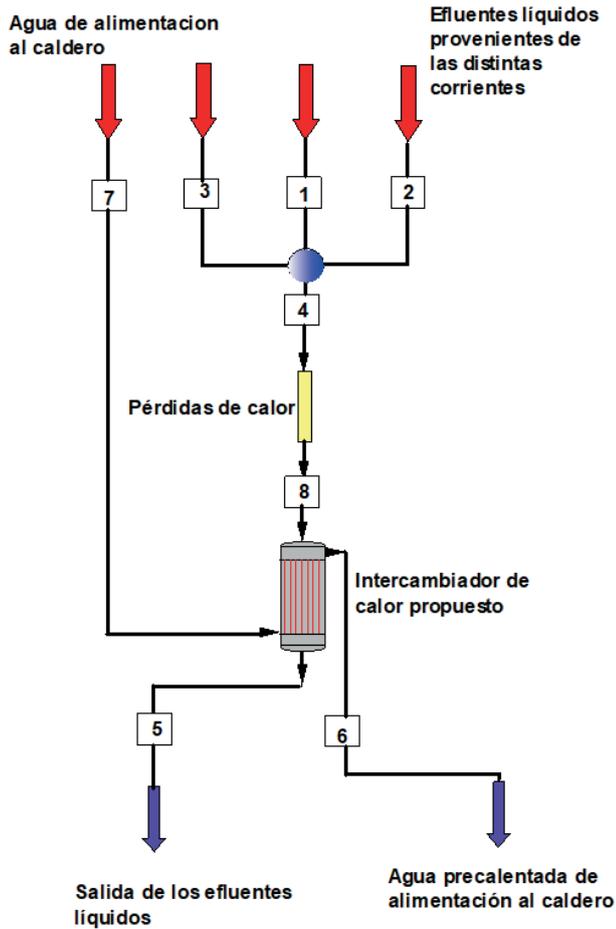


Figura 1. Esquema del proceso propuesto para las alternativas

En las tablas 8a, 8b, 8c, 9a, 9b y 9c se muestran los datos más relevantes obtenidos mediante el simulador CHEMCAD.

Tabla 8a. Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 1 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Flujo 1	Flujo 2	Flujo 3
Flujo de Masa, kg/s.	2,378	6,944	6,944
Temperatura, °C.	48,83	52,99	42,00
Entalpía, kJ/s.	486,3	1540,9	1221,1
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	988,31	986,41	991,19
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	8,664	25,344	25,222
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	8,564	25,004	25,004
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	10653,23	31104,12	31104,12

Tabla 8b. Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 1 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Efluentes líquidos entrada 4	Efluentes líquidos salida 5	Agua de alimentación del Caldero 6
Flujo de Masa, kg/s.	2,378	2,378	6,944
Temperatura, °C.	80,88	48,83	52,99
Entalpía, kJ/s.	806,1	486,3	1540,9
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	970,84	988,32	986,41
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	8,820	8,664	25,344
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	8,564	8,564	25,004
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	10653,23	10653,23	31104,12

Tabla 8c. Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 1 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Agua de alimentación del Caldero precalentada 7	Efluentes líquidos entrada al intercambiador 8
Flujo de Masa, kg/s.	6,944	2,3785
Temperatura, °C.	42,000	80,881
Entalpía, kJ/s.	1221,1	806,1
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	991,189	970,839
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	825,222	8,820
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	25,004	8,564
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	31104,123	10653,227

Los valores de las corrientes 5 y 6 son las que interesa averiguar, cuyos resultados fueron:

Temperatura de precalentamiento del agua al caldero, 6

52,99 °C.

Temperatura de salida de los efluentes líquidos, 5

48.83 °C.

$U = 78,40 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$N_{\text{tubos}} = 441.$

Para la segunda alternativa de solución, se aplicó nuevamente el programa CHEMCAD, utilizando el esquema propuesto, como se muestra a continuación.

**Tabla 9a.** Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 2 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Flujo 1	Flujo 2	Flujo 3
Flujo de Masa, kg/s.	0,959	0,740	0,680
Temperatura, °C.	95,00	55,00	95,00
Entalpía, kJ/s.	382,00	170,38	270,82
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	961,38	985,45	961,38
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	3,591	2,703	2,546
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	3,452	2,664	2,448
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	4294,78	3313,69	3044,76

**Tabla 9b.** Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 2 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Efluentes líquidos entrada 4	Efluentes líquidos salida 5	Agua de alimentación del Caldero 6
Flujo de Masa, kg/s.	2,378	2,379	6,944
Temperatura, °C.	82,59	54,19	54,19
Entalpía, kJ/s.	823,19	539,8	1487,4
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	969,75	985,84	987,27
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	8,830	8,686	25,322
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	8,564	8,564	25,004
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	10653,23	10653,2	31104,12

**Tabla 9c.** Valores obtenidos en la simulación de la alternativa 2 en el programa de cálculo CHEMCAD

	Agua de alimentación del Caldero precalentada 7	Efluentes líquidos entrada al intercambiador 8
Flujo de Masa, kg/s.	6,944	2,378
Temperatura, °C.	42,000	80,88
Entalpía, kJ/s.	1221,1	806,1
Densidad, kg/m <sup>3</sup> .	991,19	970,84
Volumen, m <sup>3</sup> /h.	25,222	8,8200
Volumen líquido, m <sup>3</sup> /h.	825,00	8,56
Volumen vapor 0 °C, m <sup>3</sup> /h.	31104,12	10653,23

Los valores de las corrientes 5 y 6 son las que interesa averiguar, cuyos resultados fueron:

Temperatura de precalentamiento del agua al caldero, 6  
51,15 °C.

Temperatura de salida de los efluentes líquidos 5,

$$54,19 \text{ °C.}$$

$$U = 167,07 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

$$N_{\text{tubos}} = 148.$$

Con base en los resultados, se tomó la segunda alternativa de solución como la más apropiada para implementar porque, si bien se obtiene 1 °C menos de temperatura de precalentamiento para el agua que ingresa a los calderos y menor disminución de temperatura de salida de los efluentes líquidos, el coeficiente global de transferencia de calor es mayor, y también hay un mejor flujo de calor.

En cuanto al impacto de la alternativa seleccionada, se efectuó un análisis comparativo con respecto a las temperaturas, tanto de las aguas de alimentación de los calderos como la disminución de temperatura de la mezcla de los efluentes.

La tabla 10 muestra el impacto esperado con la alternativa seleccionada.

**Tabla 10.** Impacto esperado en la temperatura de la alternativa de solución en °C.

	Actual	Después
Agua que ingresa a los calderos	42,00	51,00
Mezcla de los efluentes líquidos	78,00	54,19

Entonces se observó que hay un incremento de temperaturas para las aguas que ingresan a los calderos. La consecuencia de este incremento dará un mayor rendimiento de los calderos como se muestra en los posteriores cálculos.

Por otra parte, la disminución de temperatura de la mezcla de los efluentes líquidos minimiza la contaminación térmica por parte de dichos efluentes.

Para el análisis de rendimiento de los calderos se tomaron los siguientes datos:

$$m_{\text{gas}} = 50000 \text{ m}^3/\text{día en condiciones estándar, (P = 1 atm a 15,55 °C).$$

$$\text{Poder calorífico del gas} = 39800 \text{ kJ/m}^3.$$

$$m_L = 25000 \text{ kg/h;}$$

$$T_{\text{SL actual}} = 42 \text{ °C;}$$

$$T_{\text{SL después}} = 48 \text{ °C;}$$

$$P = 9,88 \text{ bar;}$$

$$h_g = 2780,774 \text{ kJ/kg;}$$

$$h_f = 781,776 \text{ kJ/kg.}$$

Antes y después de del procedimiento se obtuvieron los siguientes flujos de calor para el intercambiador:

$$Q_{\text{actual}} = 64841600 \text{ kJ/h} = 18,01 \text{ MW.}$$

Con los resultados anteriores se determinó el rendimiento:

$$\eta_{\text{actual}} = 78,25 \% \text{ y } \eta_{\text{después}} = 79,39 \%$$

## DISCUSIÓN

Acorde con los cálculos efectuados de las corrientes calóricas y temperaturas, y con la segunda alternativa de solución seleccionada, se obtuvo un incremento de temperatura a la cual ingresaría el agua tratada a los calderos de

$$T = 42,00 \text{ a } 51,15 \text{ °C,}$$

y una temperatura de la mezcla de efluentes de

$T_4 = 78,42 \text{ }^\circ\text{C}$  que disminuye hasta  $T = 54,19 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Con respecto a la evaluación del impacto esperado de la alternativa seleccionada se obtienen los siguientes resultados:

Incremento de rendimiento en los calderos, de

$$\eta_{\text{actual}} = 78,25 \% \text{ a } \eta_{\text{después}} = 79,39 \%$$

## REFERENCIAS

- WARK K., Termodinámica; McGraw – Hill; Quinta Edición; 1999.  
ZEMANSKY M. W. y DITTMAN H., Calor y Termodinámica, Ed. McGraw –Hill, 2001;  
AGUILAR J., Curso De Termodinámica, Ed. Alambra.  
THELLIER, RIPOLL, Bases Termodinámicas, Paris-Masson; Cuarta Edición; 5, 2000.  
ABBOTT, M.M., VANNESS, H.C., Termodinámica, McGraw-Hill (México); Segunda Edición;1999.  
MCCABE W., SMITH J., HARRIOT P., Operaciones básicas de Ingeniería Química”, McGraw – Hill; Cuarta Edición; 20, 1997.  
TORO F. M., Transferencia de Calor; Año 2003.  
HOLMAN, J.P.; Transferencia de Calor, Octava Edición, McGraw Hill, 1998.

## CITA

