

## USE OF THE ENERGY IN AGRICULTURE *USO DE LA ENERGÍA EN LA AGRICULTURA*



ORIGINAL ARTICLE | ARTÍCULO ORIGINAL

# Determination of Thermic Parameters of a Heat Exchanger of Concentric Tubes with Organic-Steam Fluids

## *Determinación de parámetros térmicos de un intercambiador de calor de tubos concéntricos con fluidos orgánico-vapor*

Ing. David Ramón Gutiérrez Toledo<sup>I</sup>, Dr.C. Alain Ariel de la Rosa Andino<sup>II</sup>, Dr.C. Lázaro Ventura Benítez Leyva<sup>II</sup>,  
M.Sc. Romaida Serrano Guzman<sup>III</sup>, M.Sc. Yordanka Aguilera Corrales<sup>III</sup>

<sup>I</sup> Fábrica de Conservas de Frutas y Vegetales, Yara, Provincia Granma. Cuba.

<sup>II</sup> Universidad de Granma, Facultad de Ciencias Técnicas, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Bayamo, Provincia Granma, Cuba.

<sup>III</sup> Universidad de Granma, Centro de Idiomas, Bayamo, Provincia Granma, Cuba.

**ABSTRACT.** The present research was carried out for the grinding line at the Tinned Food and Vegetables Factory in Yara Municipality, Granma, which belongs to the Basic Business Unit from this province. The objective was aimed at determining the thermic parameters of a Heat Exchanger (HE) of concentric tubes which permits to guarantee heating and sterilization of organic fluid for the seed- skin separation of some vegetables. In this direction, it was proposed a methodology of calculation based on the foundations of Technical Thermodynamics and Heat Transference for the subsequent assembling and mounting of HE at workplace. Among the most relevant outcomes it was obtained a 61% of the machine's efficiency. Other results are the determination of the heat transference area with 6,697 m<sup>2</sup>. This constitutes a consequence of losses by radiation and convection, which are unavoidable in these types of machines of food industry since it is not possible to achieve a thermic isolation to guarantee food innocuousness. On the other hand, organic fluids outlet temperatures are maintained according to the normative between 85°C and 115°C.

**Keywords:** Heat transference, losses due to convection, exchanger's efficiency.

**RESUMEN.** El presente trabajo se realizó para la línea de molida de la Fábrica de Conservas de Frutas y Vegetales en el municipio de Yara de la provincia de Granma. Dicha fábrica pertenece a la Unidad Empresarial de Base Granma. El mismo tuvo como objetivo determinar los parámetros térmicos de un Intercambiador de Calor (IC) de tubos concéntricos que permita garantizar el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales. Para ello se propuso una metodología de cálculo basada en los fundamentos básicos de la Termodinámica Técnica y la Transferencia de Calor para el posterior ensamblaje y montaje del IC en el lugar de trabajo. Dentro de los principales resultados obtenidos se destacan una eficiencia de 61% del equipo. Otros de los resultados son la determinación del área de transferencia de calor con 6,697 m<sup>2</sup>. Esto se debe a las pérdidas por radiación y convección que son inevitables en estos tipos de equipos pertenecientes a la industria alimenticia por no poderse aislar térmicamente para garantizar la inocuidad de los alimentos. Por otro lado, las temperaturas de salida del fluido orgánico son mantenidas según las normativas entre 85 °C y 115 °C.

**Palabras clave:** transferencia de calor, pérdidas por convección, eficiencia del intercambiador

### INTRODUCTION

HE are devices that transfer internal thermic energy between two or more fluids at different temperatures (Arka & Sunnilbhai, 2016). They are included in almost all industries complex thermic

### INTRODUCCIÓN

Los IC son dispositivos que transfieren la energía térmica interna entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas (Arka & Sunnilbhai, 2016). Los mismos se encuentran presentes en casi to-

systems and represent the vehicle of higher usefulness for heat transference in the application of industrial (Şencan-Şahin *et al.*, 2011) and domestic (Lei *et al.*, 2010) processes. They are selected to be used in services like liquids or gases cooling, processes of refrigerant vapors or steam condensation and processes of refrigerants evaporation, water or some other liquids. They are also used in processes of heat extraction and regenerative heating of water used as boilers supply, heat recuperation in gas effluents and hot residual liquids, for cooling of air and lubricating oil in compressors, turbines and motors by using cooling shells and many other industrial applications (Hadidi *et al.*, 2013).

As a result of the ample use of these machines, different investigations has been carried out in the international field, focusing their attention on the designing and optimization of heat exchangers (Hadidi *et al.*, 2013; Reyes-Rodríguez *et al.*, 2014; Cavazzuti *et al.*, 2015; Kujan & Shakh, 2015; Mazzucco *et al.*, 2016; Montes *et al.*, 2016). Some have investigated on the analysis of heat exchangers coefficients (Vera-García *et al.*, 2010; Constantinescu & Petran, 2011; Torres-Tamayo *et al.*, 2014; Sadeghzadeh *et al.*, 2015; Verma *et al.*, 2017). Others have researched on the structural elements influence of exchangers on thermo- hydraulic characteristics (Menéndez-Pérez *et al.*, 2016).

The Basic Business Unit from Granma Province constitutes one of the enterprises with an important role in the development of the region and is composed, among some other entities, by the tinned food and vegetables factory from Yara Municipality. This factory shows an agroindustrial characteristic and its mission is focused on the elaboration and commercialization of conserved products made from fruit, vegetables, legumes and roots by means of the transformation and use of raw material obtained directly from agriculture.

To accomplish many of the activities related with the production, it is necessary the use of calorific energy. An example of these activities is the one performed in the line of tomato sauce production, in which the achievement of an effective seed-skin separation at the beginning of the process constitutes a matter of high priority. In this sense, it is necessary a HE, whose function consists of heating the organic fluid (fruit and vegetables juices) to an environmental temperature (26°C) until reaching 85 and 115°C with the aim of reducing fluid's viscosity to obtain the above mentioned goal. The HE in use has 40 years of operation. That is the reason why the previously described activity was not fulfilled with the required quality as a result of the frequent interruptions derived from the technical obsolescence. In addition, the HE is of a shell-and-tube kind which, according to international standards, violates the hygienic-sanitary requirements. Consequently, the present research was developed having as an objective the determination of thermic parameters of a HE of concentric tubes to guarantee the heating and sterilization of the organic fluid for the posterior seed-skin separation of some vegetables.

## METHODS

### Location of the Experimental Area

The investigation was carried out in the grinding line at the Tinned Food and Vegetables Factory from Yara Municipality,

dos los sistemas térmicos complejos de las industrias y representan el vehículo de mayor utilización para la transferencia de calor en las aplicaciones de los procesos industriales (Şencan-Şahin *et al.*, 2011) y domésticos (Lei *et al.*, 2010). Ellos son seleccionados para utilizarlos en servicios como: enfriamiento de líquidos o gases, procesos de condensación de vapores de refrigerantes o de vapor de agua, procesos de evaporación de refrigerantes, agua u otros líquidos; procesos de extracción de calor y calentamiento regenerativo del agua de alimentación a calderas; para la recuperación del calor en efluentes gaseosos y líquidos residuales calientes, para el enfriamiento de aire y aceite de lubricación en compresores, turbinas y motores, mediante camisas de enfriamiento y muchas otras aplicaciones industriales (Hadidi *et al.*, 2013).

Debido a la amplia aplicación de estos equipos se han llevado a término varias investigaciones en el ámbito internacional que han tenido como centro el diseño y optimización de los intercambiadores de calor (Hadidi *et al.*, 2013; Reyes-Rodríguez *et al.*, 2014; Cavazzuti *et al.*, 2015; Kujan y Shakh, 2015; Mazzucco *et al.*, 2016; Montes *et al.*, 2016). El análisis de los coeficientes de transferencia de calor (Vera-García *et al.*, 2010; Constantinescu y Petran, 2011; Torres-Tamayo *et al.*, 2014; Sadeghzadeh *et al.*, 2015; Verma *et al.*, 2017). Así como la influencia de los elementos estructurales de los intercambiadores en las características termo-hidráulicas (Menéndez-Pérez *et al.*, 2016).

Una de las empresas que juega un papel importante en el desarrollo de la región es la Unidad Empresarial de Base Granma, la cual la integran, entre otras entidades, la fábrica de conserva de frutas y vegetales de Yara. Esta industria tiene carácter agroindustrial y su misión es elaborar y comercializar conservas de frutas, vegetal, legumbres y viandas mediante la transformación y utilización de materias primas que provienen directamente de la agricultura.

Para llevar a cabo varias de las actividades directas a la producción se necesita energía calorífica. Un ejemplo de estas actividades es la que se realiza en la línea de producción de salsa de tomate. En cuya línea, al inicio del proceso, es necesario lograr con calidad la separación semillas-cortezas. Para lograrlo es necesario un IC cuya función es calentar el fluido orgánico (jugo de frutas o vegetales) a temperatura ambiente (26°C) hasta las temperaturas entre 85 y 115°C con el fin de disminuir la viscosidad del fluido para el fin antes mencionado. Dicho IC tiene más de 40 años de explotación, por lo que actividad antes mencionada no se efectuaba con la calidad requerida, producto de las frecuentes interrupciones provocadas a causa de la obsolescencia técnica. Además de que dicho IC era del tipo tubo y coraza, el cual para este tipo de actividad según estándares internacionales no cumple con requisitos higiénicos sanitarios. Por lo anteriormente expuesto se desarrolló el presente trabajo cuyo objetivo fue determinar los parámetros térmicos de un IC de tubos concéntricos que garantice el calentamiento y esterilización del fluido orgánico para la posterior separación semilla-corteza de algunos vegetales.

## MÉTODOS

### Localización del área experimental

La ejecución de la investigación tuvo lugar en línea de molienda de la Fábrica de Conservas de Frutas y Vegetales Yara

Granma Province, Cuba, which is located at km 47 on Bayamo-Manzanillo road.

de la provincia Granma, Cuba. La misma se encuentra situada en la carretera Bayamo–Manzanillo, km 47.

**Flowchart of Calculation Methodology**

This research was carried out following a calculation methodology generally described in Figure 1.

**Diagrama de flujo de la metodología de cálculo**

El presente trabajo se realizó siguiendo una metodología de cálculo expuesta de forma general en la Figura 1.

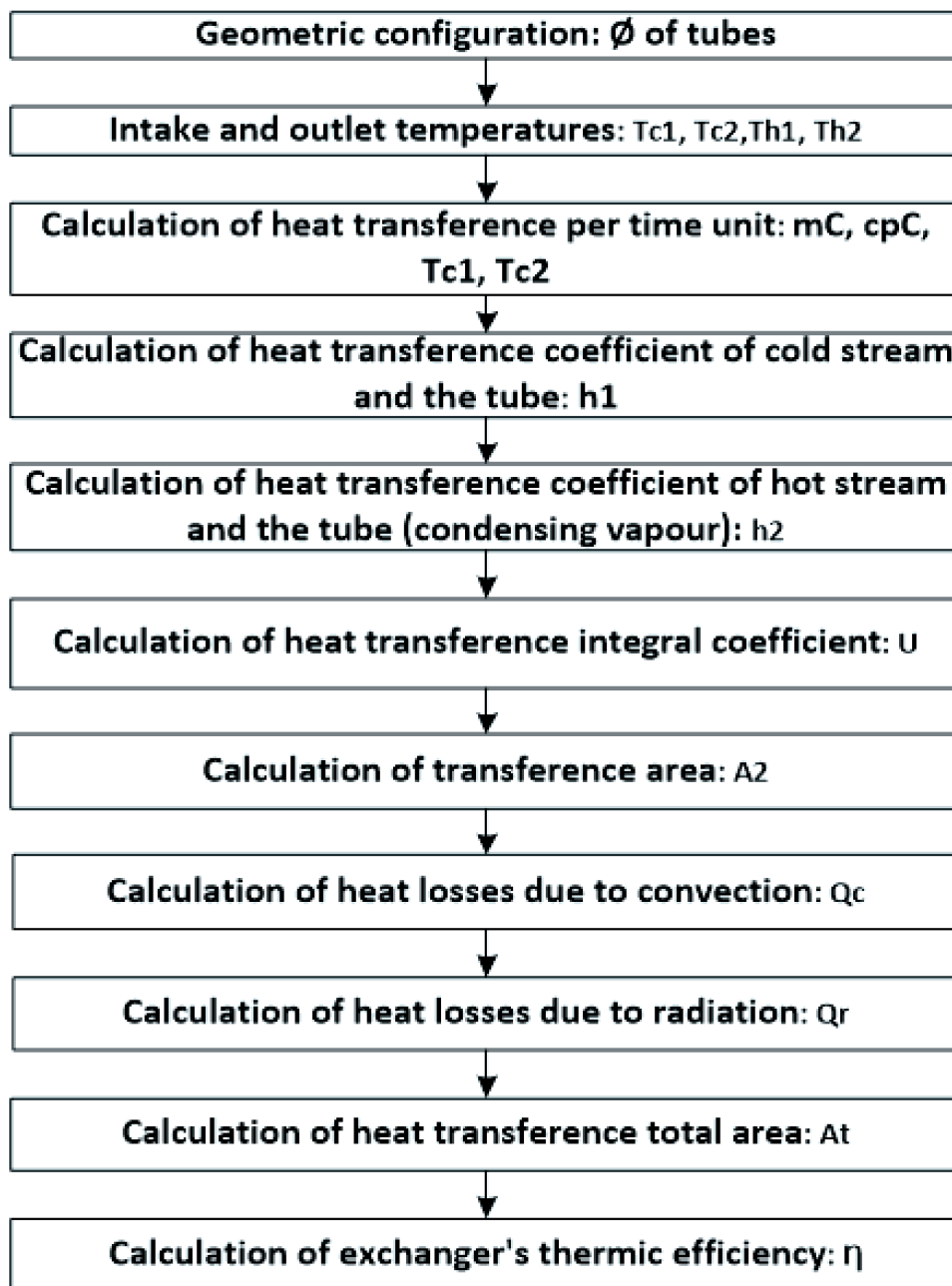


FIGURE 1. Flowchart of Calculation Procedure  
 FIGURA 1. Diagrama de flujo del procedimiento de cálculo.

**Geometric Configuration**

For initial calculations and subsequent assembling and mounting of HE (Figure 2) the initial diameters of selected tubes (Table 1) with a 20% of nickel were necessary.

**Configuración geométrica**

Para los cálculos iniciales y el posterior ensamblaje y montaje del IC (Figura 2), fueron necesarios los diámetros iniciales de los tubos seleccionados (Tabla 1) con un 20% de níquel.

**TABLE 1. Required Tubes Diameters for the Exchanger's Designing**  
**TABLA 1. Diámetros de los tubos requeridos para para el diseño del intercambiador**

Nomenclature	Description	U/M	Value
$D_1$	External diameter of internal tube	mm	90
$d_1$	Internal diameter of internal tube	mm	80
$D_2$	Internal diameter of external tube	mm	106
$D_3$	External diameter of external tube	mm	109

Inlet and outlet temperatures

In Table 2 the data related to inlet and outlet temperatures of analyzed fluids are presented.

En la Tabla 2 se presentan los datos de temperaturas de entrada y salidas de los fluidos analizados.

**TABLE 2. Temperatures of Cool and Hot Fluid**  
**TABLA 2. Temperaturas del flujo frío y caliente**

Nomenclature	Description	U/M	Value
$T_{c1}$	Inlet temperature of cool fluid	°C	30
$T_{c2}$	Outlet temperature of cool fluid	°C	85
$T_{h1}$	Inlet temperature of hot fluid	°C	120
$T_{h2}$	Outlet temperature of hot fluid	°C	118



**FIGURE 2. Heat exchanger assembled and mounted in the factory.**  
**FIGURA 2. Intercambiador de calor ensamblado y montado en la fábrica.**

Cool fluid to be heated is an organic liquid with 96% of water and 4% of solvable and unsolvable solids. For that reason, it was assumed that this fluid could be treated as water. Hot fluid is saturated vapor to 120°C of temperature and absolute pressure of 2 kg/cm<sup>2</sup>. The mass flow of cool fluid is 1,331 kg/s. In Figure 3 the fluids disposition is shown, which, in this case, is cross-flow.

El flujo frío a calentar es un líquido orgánico con un 96% de agua y un 4% de sólidos solubles o insolubles. Por lo que se asumió que este fluido se puede tratar como agua. El fluido caliente es vapor saturado a 120°C de temperatura y presión absoluta de 2 kg/cm<sup>2</sup>. El flujo másico del fluido frío es de 1,331 kg/s. En la Figura 3 se muestra la disposición de los fluidos que, en este caso, son flujos cruzados.

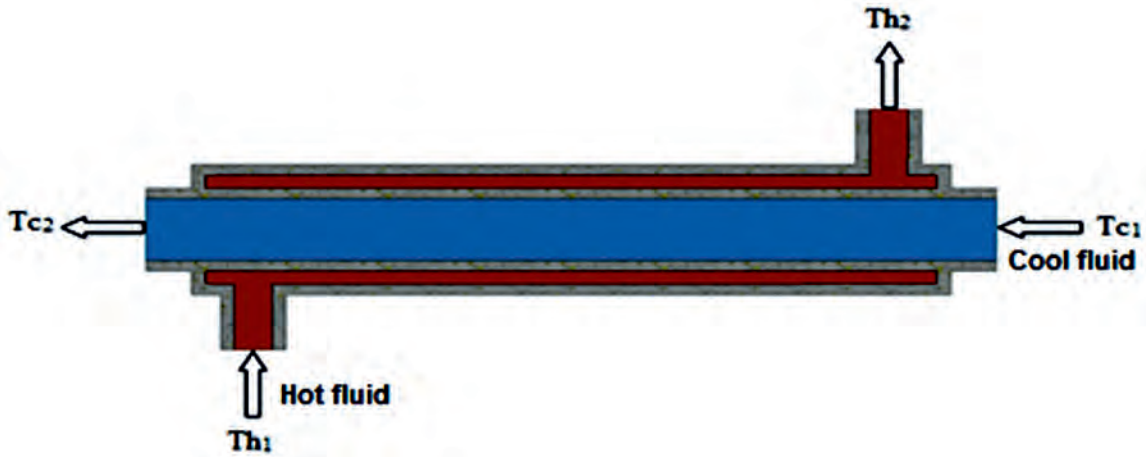


FIGURE 3. HE of concentric tubes with crossed fluids. Source: (Holman, 1998).  
 FIGURA 3. IC de tubos concéntricos con flujos cruzados. Fuente (Holman, 1998).

### Calculation Methodology

To determine thermic parameters of HE it was established a methodology based on the mathematical equations from the basic principles of the technical thermodynamics foundations and heat transference described by Moring (1969), Incropera & DeWitt (1996), Holman (1998), Moran & Shapiro (1999) and Cengel (2002).

### For Cool Flow

#### Calculation of Heat Transference per Time Unit

To determine heat transference per time unit and admitting that heat transferred by a fluid is totally absorbed by the other (there is no thermic loss), it is possible to establish the following energy balance according to equation 1.

$$Q = mC * cpC * (Tc_1 - Tc_2) \tag{1}$$

Where:  $Q$ - is the heat absorbed in kcal/s,  $mC$ - is the mass flow of cool flow in kg/s,  $cpC$ - is the specific heat to constant pressure of cool flow in kcal/kg·°C,  $Tc_1$ - is the inlet temperature of cool flow and  $Tc_2$ - is the outlet temperature of cool flow, both in °C.

$$Re = \frac{\rho * Um * dI}{\mu} \tag{2}$$

Where:  $\rho$ - is the density in kg/m<sup>3</sup> and it is tabulated (Moran & Shapiro, 1999),  $Um$ - is the medium velocity in m/s,  $dI$ - is the internal diameter of internal tube in m and  $\mu$ - is the dynamic viscosity in kg/ms, which is tabulated (Holman, 1998).

### Calculation of Medium Velocity

Medium velocity was calculated using equation 3.

$$Um = \frac{m}{\rho * A} \tag{3}$$

Where:  $m$ - is the mass in kg/s and  $A$ - is the area of the internal tube in m<sup>2</sup>.

### Metodología de cálculo

Para la determinación de los parámetros térmicos del IC se estableció una metodología basada en las ecuaciones matemáticas de los principios básicos de los fundamentos de la termodinámica técnica y transferencia de calor descritas por Moring (1969), Incropera y DeWitt (1996), Holman (1998), Moran y Shapiro (1999) y Cengel (2002).

### Para el flujo frío

#### Cálculo de la transferencia de calor por unidad de tiempo

Para determinar la transferencia de calor por unidad de tiempo, y admitiendo que el calor cedido por un fluido es totalmente absorbido por el otro, (no hay pérdidas térmicas), se puede hacer el siguiente balance de energía según la ecuación 1.

$$Q = mC * cpC * (Tc_1 - Tc_2) \tag{1}$$

donde:  $Q$ - es el calor absorbido en kcal/s,  $mC$ - flujo másico del flujo frío en kg/s,  $cpC$ - es el calor específico a presión constante del flujo frío en kcal/kg·°C,  $Tc_1$ - es la temperatura de entrada del flujo frío y  $Tc_2$ - es la temperatura de salida del flujo frío, ambas en °C.

$$Re = \frac{\rho * Um * dI}{\mu} \tag{2}$$

donde:  $\rho$ - es la densidad en kg/m<sup>3</sup> y la misma esta tabulada (Moran y Shapiro, 1999),  $Um$ - es la velocidad media en m/s,  $dI$ - es el diámetro interior del tubo interior en m y  $\mu$ - es la viscosidad dinámica en kg/ms la misma esta tabulada (Holman, 1998).

### Cálculo de la velocidad media

La velocidad media fue calculada mediante la ecuación 3

$$Um = \frac{m}{\rho * A} \tag{3}$$

donde:  $m$ - es la masa en kg/s y  $A$ -es el área del tubo interior en m<sup>2</sup>.

### Calculation of Internal Tube Area

To determine the interior tube area equation 4 was used.

$$A = \frac{\pi * D_1^2}{4} \quad (4)$$

Where:  $D_1$ - is the external diameter of the internal tube in m and constant.

### Nusselt Number Calculation

Gnielinski (1976) refers that it is possible to determine Nusselt Number by means of expression 5 through which better results could be obtained for turbulent fluids in even tubes, with Prandtl coefficient values between  $0,5 < Pr < 500$  and Reynolds number between  $3000 < Re < 10^6$ .

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \quad (5)$$

Where:  $Nu$ - is Nusselt number and  $Pr$ - is the Prandtl coefficient which is tabulated (Holman, 1998).

### Calculation of Internal Transference Coefficient between Cool Flow and the Tube

In its determination, equation 6 is used.

$$Nu = \frac{h_1 * d_1}{k} \quad (6)$$

Clearing up equation 6, equation 7 is obtained.

$$h_1 = \frac{Nu * k}{d_1} \quad (7)$$

Where:  $h_1$ - is the coefficient of internal heat transference and the tube in  $W/m^2^{\circ}C$ ,  $d_1$ - is the internal diameter of internal tube in m, and  $k$ - is the thermic conductivity  $W/m^{\circ}C$ , tabulated.

### For Hot Flow

Calculation of hot flow (condensing vapor to  $2kg/cm^2$  of pressure and  $120^{\circ}C$  of temperature)

$$Q = m_c * \Delta H \quad (8)$$

When reducing the mass flow from hot flow ( $m_c$ ) equation 9 is obtained.

$$m_c = \frac{Q}{\Delta H} \quad (9)$$

Where:  $Q$ - is the transferred heat and  $\Delta H$  is the enthalpy variation in kcal/kg.

### Reynolds Number Calculation

It was determined through expression 2, with the exception that, in this case, it is calculated with the annulus equivalent diameter value ( $X_1$ ) in meters.

### Cálculo del área del tubo interior

Para determinar el área del tubo interior se hizo a partir de la ecuación 4.

$$A = \frac{\pi * D_1^2}{4} \quad (4)$$

dónde:  $D_1$ - es el diámetro exterior del tubo interior en m y -constante.

### Cálculo del número de Nusselt

Gnielinski (1976), refiere que se puede determinar mediante la expresión 5. Con la cual se pueden obtenerse mejores resultados para flujos turbulentos en tubos lisos, con valores de coeficiente de Prandtl entre  $0,5 < Pr < 500$  y número de Reynolds entre  $3000 < Re < 10^6$ .

$$Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \quad (5)$$

donde:  $Nu$ - es el número de Nusselt y  $Pr$ - es el coeficiente de Prandtl el cual se encuentra tabulado (Holman, 1998).

### Cálculo del coeficiente de transferencia interior entre el flujo frío y el tubo. Para su determinación se emplean la ecuación 6.

$$Nu = \frac{h_1 * d_1}{k} \quad (6)$$

Al despejar la ecuación 6 se obtiene la ecuación 7.

$$h_1 = \frac{Nu * k}{d_1} \quad (7)$$

donde:  $h_1$ - es el coeficiente de transferencia de calor interior y el tubo en  $W/m^2^{\circ}C$ ,  $d_1$ - es el diámetro interior del tubo interior en m, y  $k$ - es la conductividad térmica  $W/m^{\circ}C$ , tabulado.

### Para el flujo caliente

Cálculo del flujo caliente (vapor condensante a  $2 kg/cm^2$  de presión y  $120^{\circ}C$  de temperatura)

$$Q = m_c * \Delta H \quad (8)$$

Despejando el flujo másico del flujo caliente ( $m_c$ ) se obtiene la siguiente ecuación 9.

$$m_c = \frac{Q}{\Delta H} \quad (9)$$

donde:  $Q$ - es el calor cedido kcal y  $\Delta H$ - variación de la entalpía en kcal/kg.

### Cálculo del número de Reynolds

El mismo fue determinado mediante la expresión 2, con la excepción que para este caso se calcula con el valor del diámetro equivalente del ánulo ( $X_1$ ) en metros.

### Calculation of the Annulus Equivalent Diameter

$$X_1 = D_2 - D_1 \quad (10)$$

Where:  $D_2$ - is the internal diameter of the external tube and  $D_1$  is the external diameter of the internal tube, both in meters.

### Medium Velocity Calculation

Medium velocity of hot flow was determined by means of equation 11.

$$Um = \frac{m}{\rho * A_1} \quad (11)$$

Where:  $m$ - is the mass flow in kg/s and  $A_1$ - the annulus area in  $m^2$ .

### Annulus Area Calculation

The annulus area was determined through equation 12.

$$A_1 = \frac{\pi * (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (12)$$

Where:  $X_1$ - is the annulus equivalent diameter in m and  $\pi$  constant.

### Nusselt Number Calculation

Through equation 13 Nusselt number, applicable to horizontal uncovered tubes, is calculated.

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (13)$$

Where:  $Nu$ - is Nusselt number (non-dimensional) and  $Pr$  is Prandtl coefficient (non-dimensional) which is tabulated in Holman (1998).

According to Moring (1969) when vapors condense over a surface, it is done in two ways: condensation by leaking or condensation in a film form. If surface is stained or contaminated by greasy acid, condensation occurs in a leaking form since water is unable to wet oily surface. When lacking of stainer or contaminant, condensation in a film form is produced, similar to the case being treated in this investigation. The medium value of film coefficient was calculated through equation 14.

### Calculation of the Heat Transference Coefficient of Hot Flow

$$h_2 = 0,725 \left( \frac{k^3 * \rho^2 * g_0 * h_{fg}}{ND_1 * \mu * \Delta t} \right)^{0.25} \quad (14)$$

Where:  $k$ - is the thermic conductivity coefficient in kcal/m<sup>2</sup>°C (Moring, 1969),  $\rho$ - is the vapors density in kg/m<sup>3</sup> (Moring, 1969),  $g_0$ - is gravity acceleration in m/h<sup>2</sup> (Moring, 1969),  $h_{fg}$ - is the saturated vapor enthalpy in kcal/kg (Moring, 1969),  $N$ - is the number of tubes,  $D_1$ -is the external diameter of internal tube in m,  $\mu$ is the

### Cálculo del diámetro equivalente del ánulo

$$X_1 = D_2 - D_1 \quad (10)$$

donde:  $D_2$ - es el diámetro interior del tubo exterior y  $D_1$ - es el diámetro exterior del tubo interior; ambos en metros.

### Cálculo de la velocidad media

La velocidad media del flujo caliente se determinó por medio de la ecuación 11.

$$Um = \frac{m}{\rho * A_1} \quad (11)$$

dónde:  $m$ - es el flujo másico en kg/s y  $A_1$ - el área del ánulo en  $m^2$ .

### Cálculo del área del ánulo

El área del ánulo se determinó mediante la ecuación 12.

$$A_1 = \frac{\pi * (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (12)$$

donde:  $X_1$ - es el diámetro equivalente del ánulo en m y  $\pi$ - constante.

### Cálculo del número de Nusselt

La ecuación 13 calcula el número de Nusselt aplicable a tubos horizontales lisos.

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (13)$$

donde:  $Nu$ - es el número de Nusselt (adimensional) y  $Pr$ - es el coeficiente de Prandtl (adimensional) el cual se encuentra tabulado en el Holman (1998).

Según Moring (1969), al condensarse los vapores sobre una superficie, pueden hacerlo de dos formas: condensación por gota o condensación de tipo de película. Si la superficie esta manchada o contaminada por ácido graso, la condensación tiene lugar en gota debido a que el agua no baña la superficie aceitosa. En usencia del manchador o contaminante, se produce la condensación del tipo película similar al caso que nos ocupa. En este caso, el valor medio del coeficiente de película se calculó mediante la ecuación 14.

### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del flujo caliente

$$h_2 = 0,725 \left( \frac{k^3 * \rho^2 * g_0 * h_{fg}}{ND_1 * \mu * \Delta t} \right)^{0.25} \quad (14)$$

donde:  $k$ - es el coeficiente de conductividad térmica en kcal/m<sup>2</sup>°C (Moring, 1969),  $\rho$ - es la densidad del vapor en kg/m<sup>3</sup> (Moring, 1969),  $g_0$ - es la aceleración de la gravedad en m/h<sup>2</sup> (Moring, 1969),  $h_{fg}$ - es la entalpía de vapor saturado en kcal/kg (Moring, 1969),  $N$ - número de tubos,  $D_1$ - diámetro exterior del

dynamic viscosity in kg/h m (Moring, 1969)), which is tabulated (Moring, 1969) and  $\Delta t$  is the variation of fluid temperature in °C. The heat transference coefficient of hot flow  $h_2$  through this equation is in kcal/ h m<sup>2</sup> °C, which being multiplied by 1,163 of units international system will be W/m<sup>2</sup> °C.

### Calculation of Integral Coefficient of Heat Transference

According to Verma *et al.* (2017) this could be calculated using equation 15.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R} \quad (15)$$

Where:  $U$ - is the integral coefficient of heat transference W/m<sup>2</sup>°C,  $h_1$ - is the transference coefficient of cool flow W/m<sup>2</sup> °C,  $h_2$ - is the transference coefficient of hot flow in W/m<sup>2</sup>°C and  $R$  are the resistances to heat transference in W/m<sup>2</sup> °C, which are tabulated by Cengel (2002).

### Logarithmic Medium Temperature Calculation

Considering the HE of double tubes, fluids may circulate both parallels and counter flow. Heat transference, in this device of double, tubes was determined by equation 16.

$$\Delta Tm = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})} \quad (16)$$

Where:  $T_{c1}$ - is the temperature of cool flow inlet.  $T_{c2}$ - is the temperature of cool flow outlet,  $T_{h1}$ - is the temperature of hot flow inlet and  $T_{h2}$  is the temperature of hot flow outlet, all in °C.

### Transference Area Calculation

Since equation 17 is the heat transference in the device of concentric tube:

$$Q = U \cdot A_2 \cdot \Delta Tm \quad (17)$$

To determine the transference area the equation was reduced and equation 18 was obtained.

$$A_2 = \frac{Q}{U * \Delta Tm} \quad (18)$$

Where:  $Q$ - is the heat absorbed in kcal,  $U$ - is the integral coefficient of heat transference and  $\Delta Tm$ - medium logarithmic temperature in °C.

### Calculation of Heat Losses Due to Convection

To describe convection global effect, cooling Newton law is used, which is expressed in equation 19.

$$Qc = h_3 * A_2 * \Delta T \quad (19)$$

tubo interior en m, - viscosidad dinámica en kg/h m (Moring, 1969), la misma esta tabulada (Moring, 1969) y -variación de temperatura de vapor en °C. El coeficiente de transferencia de calor de flujo caliente  $h_2$  por esta ecuación sale en kcal/ h m<sup>2</sup> °C, al multiplicarlo por el factor de conversión 1,163 del sistema internacional de unidades quedaría en W/m<sup>2</sup> °C.

### Cálculo del coeficiente integral de transferencia de calor

Según Verma *et al.* (2017), el mismo puede ser determinado mediante la ecuación 15.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R} \quad (15)$$

donde:  $U$ - es el coeficiente integral de transferencia de calor W/m<sup>2</sup> °C,  $h_1$ - es el coeficiente de transferencia de flujo frío W/m<sup>2</sup> °C,  $h_2$ - es el coeficiente de transferencia de flujo caliente en W/m<sup>2</sup> °C y  $R$ - son las resistencias a la transferencia de calor en W/m<sup>2</sup> °C, se encuentra tabulado por Cengel (2002).

### Cálculo de la temperatura media logarítmica

Considerando el IC de doble tubería, los fluidos pueden circular tanto paralelos como a contracorriente. La transferencia de calor en este dispositivo de doble tubería se determinó mediante la ecuación 16.

$$\Delta Tm = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})} \quad (16)$$

donde:  $T_{c1}$ - temperatura de entrada del flujo frío,  $T_{c2}$ - temperatura de salida del flujo frío,  $T_{h1}$ - temperatura de entrada del flujo caliente y  $T_{h2}$ - temperatura de salida del flujo caliente, todas en °C.

### Cálculo del área de transferencia

Dado que la ecuación 17 es la transferencia de calor en el dispositivo de tubo concéntrico:

$$Q = U \cdot A_2 \cdot \Delta Tm \quad (17)$$

Para determinar el área de transferencia se realizó mediante despeje y se obtuvo la ecuación 18.

$$A_2 = \frac{Q}{U * \Delta Tm} \quad (18)$$

donde:  $Q$ - es el calor absorbido en kcal,  $U$ - es el coeficiente integral de transferencia de calor y  $\Delta Tm$ - es la temperatura media logarítmica en °C.

### Cálculo de las pérdidas de calor por convección

Para expresar el efecto global de la convección, se utiliza la ley de Newton del enfriamiento expresada en la ecuación 19.

$$Qc = h_3 * A_2 * \Delta T \quad (19)$$



To determine losses due to convection, it is necessary to calculate the heat transference coefficient caused by convection on the external tube surface with the air ( $h_3$ ) by means of equation 20.

$$h_3 = \frac{k \cdot Nu_f}{D_3} \quad (20)$$

Where:  $Nu_f$ - is the film Nusselt number and  $k$ - is the thermic conductivity of air coefficient expressed in.

The coefficient  $k$  was determined according to Holman (1998), table A5 "Air Properties under Atmospheric Pressure", page 446, through previous determination of fluid medium temperature (air)  $T_f$  by using equation 21.

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (21)$$

Where:  $T_f$ - is the fluid medium temperature (air),  $T_p$ - is external temperature of external tube and  $T_\infty$ - is the fluid environmental temperature (air), all in K.

Through equation 22 film Nusselt number was determined.

$$Nu_f = C(Gr_d \cdot Pr)^m \quad (22)$$

Where:  $C$ - is a constant for isothermal surfaces,  $Gr_d$  is the Grashof number for horizontal cylinders,  $Pr$ - is the Prandtl number for horizontal cylinders, which is obtained from table A5 "Air Properties under Atmospheric Pressure", page 446, previously determined the value of air fluid medium temperature  $T_f$ . Besides,  $m$  is constant on isothermal surfaces for horizontal cylinders, which is determined by means of chart 7.1, page 236. Both tables are included in Holman (1998).

$$Gr_d Pr = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)D_3^3}{\nu^2} Pr \quad (23)$$

Where:  $g$ - is the gravity acceleration in  $m/s^2$ ,  $\beta$  is the volumetric expansion coefficient in  $1/K$ ,  $T_p$ - is the temperature on the tube wall in K and  $T_\infty$ - air temperature in  $^\circ C$ . Moreover,  $D_3$ - is the external diameter of external tube in m,  $\nu^2$ - is the cinematic viscosity in  $m^2/s$ , which is obtained from table A5 "Air Properties under Atmospheric Pressure", page 446, previously determined the value of air fluid medium temperature  $T_f$ .

The parameter  $\beta$  was determined through equation 24.

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (24)$$

Differences in temperatures are calculated by means of equation 25.

$$\Delta T = T_p - T_\infty \quad (25)$$

Where:  $T_p$ - is the tube external temperature and  $T_\infty$ - is the air temperature, both in K.

### Calculation of Heat Losses Due to Radiation

Equation 26 represents energy loss due to radiation of an object lacking of air circulation.

Para determinar las perdidas por convección se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie del tubo exterior con el aire ( $h_3$ ) mediante la ecuación 20.

$$h_3 = \frac{k \cdot Nu_f}{D_3} \quad (20)$$

donde:  $Nu_f$ -es el número de Nusselt de película y  $k$ - es el coeficiente de conductividad térmica del aire expresado en  $W/m \cdot K$ .

El coeficiente  $k$  se determinó según el Holman (1998), Tabla A5 "Propiedades del aire a la presión atmosférica", pág. 446, a través de la determinación previa de la temperatura media del fluido (aire)  $T_f$  mediante la ecuación 21.

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (21)$$

donde:  $T_f$ - es la temperatura media del fluido (aire),  $T_p$ - es la temperatura exterior del tubo exterior y  $T_\infty$ - es la temperatura ambiente del fluido (aire); todas en K.

Por medio de la ecuación 22 se determinó el número de Nusselt de película.

$$Nu_f = C(Gr_d \cdot Pr)^m \quad (22)$$

donde:  $C$ - es una constante para superficies isotermas,  $Gr_d$  es el número de Grashof para cilindros horizontales,  $Pr$ - es el número de Prandtl para cilindros horizontales que se obtiene a través de la Tabla A5 "Propiedades del aire a la presión atmosférica", pág. 446 previamente determinado el valor de la temperatura media del fluido del aire y  $m$  es constante en superficies isotermas para cilindros horizontales, determinada por medio de la tabla 7.1, pág. 236. Ambas tablas se encuentran en el Holman (1998).

$$Gr_d Pr = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)D_3^3}{\nu^2} Pr \quad (23)$$

donde:  $g$ - aceleración de la gravedad en  $m/s^2$ ,  $\beta$ - coeficiente de expansión volumétrica en  $1/K$ ,  $T_p$ - temperatura de la pared del tubo en K,  $T_\infty$ - temperatura del aire en  $^\circ C$ ,  $D_3$ - diámetro exterior del tubo exterior en m,  $\nu^2$ - viscosidad cinemática en  $m^2/s$  se obtiene de la Tabla A5 "Propiedades del aire a la presión atmosférica", pág. 446 previamente determinado el valor de la temperatura media del fluido del aire.

El parámetro  $\beta$  se determinó por la ecuación 24.

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (24)$$

Las diferencias de temperaturas se calculan por la ecuación 25.

$$\Delta T = T_p - T_\infty \quad (25)$$

donde:  $T_p$ - es la temperatura exterior en el tubo y  $T_\infty$ - es la temperatura del aire; ambas en K.

### Cálculo de las pérdidas de calor por radiación

La ecuación 26 representa la pérdida de energía por radiación de un objeto donde no circula aire.

$$Q_r = \epsilon_1 * \sigma * A_2 (T_t^4 - T_a^4) \quad (26)$$

Where:  $Q_r$  - are the heat losses due to radiation in W,  $A_2$ -is the transference area in  $m^2$ ,  $T_t$ - is the tube external temperature in  $^{\circ}C$ ,  $T_a$ - is the air temperature in  $^{\circ}C$ ,  $\sigma$  is the Stefan Boltzmann constant in  $W/m^2 \cdot K^4$  and  $\epsilon_1$  is the stainless steel emissivity (0,55-0,57).

### Calculation of Total Area of Heat Transference

The total area of heat transference was determined by means of equation 27.

$$A_t = \frac{Q_t}{U * \Delta T_m} \quad (27)$$

Where:  $Q_t$ - is quantity of transferred heat in W,  $U$ - is the integral coefficient of heat transference, and  $\Delta T_m$ - is the logarithmic medium temperature in  $^{\circ}C$ .

However, to determine  $A_t$ - it is necessary to calculate the value of  $Q_t$  through equation 28.

$$Q_t = Q + Q_c + Q_r \quad (28)$$

Where:  $Q$ - is the heat absorbed or emitted in W,  $Q_c$ - are the heat losses due to convection in W and  $Q_r$  are the heat losses due to radiation in W.

### Calculation of HE Thermic Efficiency

The HE efficiency was calculated by means of equation 29.

$$\eta = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c2} - T_{f1}} \quad (29)$$

Where:  $\eta$ - is the HE efficiency in %,  $T_{c1}$ - is the inlet temperature of cool flow in  $^{\circ}C$ ,  $T_{c2}$ - is the outlet temperature of cool flow in  $^{\circ}C$  and  $T_{f1}$ - is the inlet temperature of hot flow in  $^{\circ}C$ .

## RESULTS AND DISCUSSION

Being exposed the methodology for the determination of HE thermic parameters, calculations were carried out and the following outcomes were obtained.

### Cool Flow Parameters (Organic Liquid)

Emitted or absorbed heat ( $Q$ ) was determined by means of equation 1, obtaining as a result a value of 73, 205 kcal/s, equivalent to 306 017 W.

**Reynolds Number (Re).** A value of 4, 13•10<sup>4</sup> was obtained, showing that the fluid regime is turbulent. It was determined through equation 2. The fluid medium velocity ( $U_m = 2, 686 \cdot 10^{-1}$  m/s) and the internal tube area ( $A = 5,027 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>) were necessary to reach its value. These parameters were calculated by means of expressions 3 and 4, respectively. This result differs from the ones reported by Verma *et al.* (2017) which obtained a Reynolds number of 1,00•10<sup>4</sup>. This low value, though it is turbulent, is a result of the analyzed HE dimensions by these investigators and they are inferior

$$Q_r = \epsilon_1 * \sigma * A_2 (T_t^4 - T_a^4) \quad (26)$$

donde:  $Q_r$ - son las pérdidas de calor por radiación en W,  $A_2$ - es el área de transferencia en  $m^2$ ,  $T_t$ - es la temperatura exterior del tubo en  $^{\circ}C$ ,  $T_a$ - es la temperatura del aire en  $^{\circ}C$ ,  $\sigma$ - es la constante de Stefan Boltzmann en  $W/m^2 \cdot K^4$  y  $\epsilon_1$ - es la emisividad del acero inoxidable (0,55-0,57).

### Cálculo del área total de transferencia de calor

El área total de transferencia de calor se determinó a través de la ecuación 27.

$$A_t = \frac{Q_t}{U * \Delta T_m} \quad (27)$$

donde:  $Q_t$ -es la cantidad de calor transferido en W,  $U$ -es el coeficiente integral de transferencia de calor, y  $\Delta T_m$ -es la temperatura media logarítmica en  $^{\circ}C$ .

Sin embargo, para determinar  $A_t$ , es necesario calcular el valor de  $Q_t$  mediante la ecuación 28.

$$Q_t = Q + Q_c + Q_r \quad (28)$$

donde:  $Q$ - es el calor absorbido o cedido en W,  $Q_c$ - son las pérdidas de calor convección en W y  $Q_r$ - son las pérdidas de calor por radiación en W.

### Cálculo de la eficiencia térmica del IC

La eficiencia del IC se calculó a través de la ecuación 29.

$$\eta = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{c2} - T_{f1}} \quad (29)$$

donde:  $\eta$ - es la eficiencia del IC en %,  $T_{c1}$ - es la temperatura de entrada del flujo frío en  $^{\circ}C$ ,  $T_{c2}$ -es la temperatura de salida del flujo frío en  $^{\circ}C$  y  $T_{f1}$ -es la temperatura de entrada del flujo caliente en  $^{\circ}C$ .

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Expuesta la metodología para la determinación de los parámetros térmicos del IC, se realizaron los cálculos obteniéndose los siguientes resultados.

### Parámetros del flujo frío (liquido orgánico)

Calor cedido o absorbido ( $Q$ ). El mismo fue determinado mediante la ecuación 1, obteniéndose un valor de 73,205 kcal/s equivalente a 306 017 W.

**Número de Reynolds (Re).** Se obtuvo un valor de 4,13•10<sup>4</sup> por lo que el régimen de fluido es turbulento. El mismo se determinó a través de la ecuación 2, siendo necesario para obtener su valor la velocidad media del fluido ( $U_m = 2,686 \cdot 10^{-1}$  m/s) y el área del tubo interior ( $A = 5,027 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>). Parámetros que fueron calculados mediante las expresiones 3 y 4 respectivamente. Este resultado difiere de los reportados por Verma *et al.* (2017), los cuales obtuvieron un número de Reynolds de 1,00•10<sup>4</sup>; este bajo valor a pesar de ser turbulento se debe a las dimensiones del IC analizados por estos investigadores son inferiores a las tenidas

to those taken into consideration in this research. The same happens with fluid temperatures  $T_{c2}$ ,  $Th_1$  and  $Th_2$ .

**Nusselt Number (Nu).** It was calculated by means of equation 5 which is valid for turbulent fluids and a value of 196,20 was obtained, similar magnitude to that reported by Incropera & DeWitt (1996), though it differs from the ones mentioned by Verma *et al.* (2017). The causes of these differences are the same that those previously mentioned for Reynolds number.

**Internal Interference Coefficient between the Flow and the Tube ( $h_1$ ).** Its value is 1591, 67 W/ m<sup>2</sup>°C and it was obtained by means of equation 7, which results when reducing equation 6. This value is close to the ones referred by Incropera & DeWitt (1996) and Holman (1998).

### Hot Flow Parameters (Condensing Vapor)

**Mass Flow of Hot Flow ( $m_c$ ).** This parameter was determined through the mathematical expression 9, which at the same time is a consequence of clearing up equation 8. This shows a value of 0,139 kg/s, which is close to the one reported by Verma *et al.* (2017) with 0,14 kg/s.

**Reynolds Number (Re).** It was determined through equation 2, being necessary to calculate fluid medium velocity ( $U_m = 40,706$  m/s) and the annulus area ( $A_1 = 2,6 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>), using expressions 11 and 12. Consequently, the Reynolds number is equal to 6, 92•10<sup>4</sup>, being the flow of turbulent regime. This outcome differs from the one obtained by Verma *et al.* (2017) which reported a Reynolds number's value of 1.25• 10<sup>4</sup>. This difference lies on the fact that the HE dimensions analyzed by these authors are inferior to the ones taken into consideration in this investigation; the same occurs with the fluid temperatures  $T_{c2}$ ,  $Th_1$  and  $Th_2$ .

**Nusselt Number (Nu).** As in the case of cool fluid, it was calculated by means of equation 13, obtaining as a result a value of 157,89, magnitude which differs from the ones mentioned by Verma *et al.* (2017) and the causes of these possible differences are the same for Reynolds number previously exposed.

**Coefficient of Hot Fluid Heat Transference ( $h_2$ ).** It was determined using equation 14. The obtained value is 2 745, 8 W/m<sup>2</sup> °C, which is close to the ones referred by Incropera & DeWitt (1996) and Holman (1998).

**Integral Coefficient of Heat Transference (U).** The obtained value is 826,63 W/ m<sup>2</sup>°C and it was determined through the mathematical expression 16, coefficient value which is close to the magnitudes reported by Incropera & DeWitt (1996) and Holman (1998). However, it differs from the value described by Verma *et al.* (2017) which is 634 W/m<sup>2</sup>°C. This difference is identified with the fact that the HE of the mentioned authors operates water-water. The HE of this research functions with organic-steam fluids.

**Calculation of Logarithmic Medium Temperature (Tm).** It was obtained by means of equation 17 and its value is 56,81°C.

**Transference Area ( $A_2$ ).** It was obtained with equation 19, which constitutes a reduction of equation 18. A value of 6,52 m<sup>2</sup> was obtained.

**Area of Losses Due to Convection (Qc).** Its value is 4847,88 W. To determine it, expressions 20 and 21 were imple-

en cuenta en el presente estudio, así como las temperaturas de los fluidos  $T_{c2}$ ,  $Th_1$  y  $Th_2$ .

**Número de Nusselt (Nu).** Se calculó mediante la ecuación 5, la cual es válida para flujos turbulentos y se obtuvo un valor de 196,20, magnitud que se acerca a la reportada por Incropera y DeWitt (1996), aunque difiere de las referidas por Verma *et al.* (2017). Las causas de estas diferencias son las mismas que para el número de Reynolds anteriormente expuesto.

**Coefficiente de transferencia interior entre el flujo y el tubo ( $h_1$ ).** Su valor es de 1 591,67 W/m<sup>2</sup> °C y se obtuvo mediante la ecuación 7, la que constituye un despeje de la 6. Este valor se acerca a los referidos por Incropera y DeWitt (1996) y Holman (1998).

### Parámetros de flujo caliente (vapor condensante)

**Flujo másico del flujo caliente ( $m_c$ ).** Este parámetro fue determinado a través de la expresión matemática 9, que a su vez es un despeje de la ecuación 8. El mismo arrojó un valor de 0,139 kg/s el cual se acerca al reportado por Verma *et al.* (2017), el cual es de 0,14 kg/s.

**Número de Reynolds (Re).** Se determinó mediante la ecuación 2. Siendo necesario calcular la velocidad media del fluido ( $U_m = 40,706$  m/s) y el área del anulo ( $A_1 = 2,6 \cdot 10^{-3}$  m<sup>2</sup>) a través de las expresiones 11 y 12. Por lo que el número de Reynolds es igual a 6,92•10<sup>4</sup>, siendo el flujo de régimen turbulento. El anterior resultado difiere del obtenido por Verma *et al.* (2017), el cual reportó un valor de número de Reynolds de 1.25•10<sup>4</sup>. Esta diferencia se debe a que las dimensiones del IC analizados por estos investigadores son inferiores a las tenidas en cuenta en el presente estudio, así como las temperaturas de los fluidos  $T_{c2}$ ,  $Th_1$  y  $Th_2$ .

**Número de Nusselt (Nu).** De igual forma que para el flujo frío se calculó mediante la ecuación 13, obteniéndose un valor de 157,89, magnitud que difiere de las referidas por Verma *et al.* (2017), y las causas de estas posibles diferencias son las mismas que para el número de Reynolds anteriormente expuesto.

**Coefficiente de transferencia de calor flujo caliente ( $h_2$ ).** Se determinó utilizando la ecuación 14. El valor obtenido es de 2 745,8 W/m<sup>2</sup>°C, el cual está cerca de los referidos por Incropera y DeWitt (1996) y Holman (1998).

**Coefficiente integral de transferencia de calor (U).** El valor obtenido es de 826,63 W/m<sup>2</sup>°C y se determinó mediante la expresión matemática 16. Valor de este coeficiente que se encuentra cerca a las magnitudes reportadas por Incropera y DeWitt (1996) y Holman (1998). Sin embargo difiere de valor reportado por Verma *et al.* (2017) que es de 634 W/m<sup>2</sup>°C. Diferencia dada debido a que el IC de los mencionados autores operan agua-agua. El IC que ocupara la presente investigación funciona con fluido orgánico-vapor.

**Cálculo de la temperatura media logarítmica (Tm).** Se obtuvo a través de ecuación 17 y su valor es de 56,81°C.

**Área de transferencia ( $A_2$ ).** La misma se obtuvo con la ecuación 19, la que constituye un despeje de ecuación 18. Se obtuvo un valor de 6,52 m<sup>2</sup>.

**Área por pérdidas por convección (Qc).** Su valor es de 4847,88 W. Para su determinación se emplearon las expresiones

mented. With expression 21 heat transference coefficient caused by convection on the surface of external tube with the air was obtained ( $h_3$ ), which is 5,95 W/m<sup>2</sup>°C.

**Heat Transference Losses Due to Radiation (Qr).** It was determined through expression 23 and its magnitude is 3 342,85 W.

**Transference Total Area (At).** The transference total area is 6,697 m<sup>2</sup>.

**Calculation of HE Efficiency ( $\eta$ ).** It was calculated by means of equation 26 and its magnitude is of 61%. This value is identified with the ones reported by Kays y London (1964) for similar cases.

## CONCLUSIONS

- In food industry of tinned fruit and vegetables a calculation simplified model like the one exposed in this investigation could be implemented to obtain the main thermic parameters of a HE of organic fluids, which demand temperatures between 80°C and 115°C for its sterilization.
- Starting from the determination of thermic parameters, it was possible to prove that HE fulfills the planned operation regimes with an acceptable efficiency of 61% and a mass fluid of cool fluid of 1 to 2 kg·s<sup>-1</sup>.
- For mass flow values of cool fluid referred in conclusion 2, vapor consumption should oscillate between 400 and 600 kg·h<sup>-1</sup> if it is a goal to maintain calculated efficiency.

20 y 21. Con esta última se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie del tubo exterior con el aire ( $h_3$ ), el mismo es de 5,95 W/m<sup>2</sup>°C.

**Pérdida de transferencia de calor por radiación (Qr).** Se determinaron por la expresión 23 y su magnitud es de 3 342,85 W.

**Área total de transferencia (At).** El área total de transferencia es de 6,697 m<sup>2</sup>.

**Cálculo de la eficiencia del IC ( $\eta$ ).** Se calculó mediante la ecuación 26 y su magnitud es del 61%. Este valor coinciden a los reportados por Kays y London (1964), para casos semejantes.

## CONCLUSIONES

- En la industria alimenticia de conservas de frutas y vegetales puede utilizarse un modelo simplificado de cálculo como el expuesto en este trabajo para obtener los principales parámetros térmicos de un IC calentador de fluidos orgánico que requieran temperaturas entre 80 °C y 115 °C para su esterilización.
- A partir de la determinación de los parámetros térmicos, se pudo constatar que el IC cumple con los regímenes de operación previstos con una eficiencia aceptable de 61% y un flujo másico del fluido frío de 1 a 2 kg·s<sup>-1</sup>.
- Para los valores de flujo másico del fluido frío referidos en la conclusión 2, el gasto de vapor deberá oscilar entre 400 y 600 kg·h<sup>-1</sup> si se quiere mantener la eficiencia calculada.

## REFERENCES / REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARKA, A.; SUNNILBHAI, D.D.: "Optimization of shell and tube heat exchanger", *International journal for scientific research & development*, 3(11): 27-35, 2016, ISSN: 2321-0613.
- CAVAZZUTI, M.; AGNANI, E.; CORTICELLI, M.A.: "Optimization of a finned concentric pipes heat exchanger for industrial recuperative burners", *Applied Thermal Engineering*, 84: 110-117, 2015, ISSN: 1359-4311, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.027, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115002501>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- CENGEL, Y.A.: *Heat Transfer: A Practical Approach with EES*, [en línea], Ed. McGraw-Hill Higher Education, 2.ª ed., Boston, 896 p., 2002, ISBN: 978-0-07-282620-3, Disponible en: <https://www.amazon.es/Heat-Transfer-Practical-Approach-EES/dp/0072826207>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- CONSTANTINESCU, D.; PETRAN, H.: "Assessment of real heat transfer coefficients through shell and tube and plate heat exchangers", *Journal of Civil Engineering Research*, 11(1): 10-17, 2011, ISSN: 1934-7359.
- GNIELINSKI, V.: "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *International Chemical Engineering*, 16(2): 359-368, 1976, ISSN: 1533-385X.
- HADIDI, A.; HADIDI, M.; NAZARI, A.: "A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using imperialist competitive algorithm (ICA) from economic point of view", *Energy Conversion and Management*, 67: 66-74, 2013, ISSN: 0196-8904, DOI: 10.1016/j.enconman.2012.11.017, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890412004530>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- HOLMAN, J.P.: *Transferencia de calor*, [en línea], Ed. McGraw-Hill, 8.ª ed., Madrid, España, 484 p., 1998, ISBN: 978-84-481-2040-5, Disponible en: [https://books.google.com/cu/books/about/Transferencia\\_de\\_calor.html?id=tf\\_MSgAACAAJ](https://books.google.com/cu/books/about/Transferencia_de_calor.html?id=tf_MSgAACAAJ), [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.: *Fundamentals of heat and mass transfer*, [en línea], Ed. Wiley, 4.ª ed., 886 p., 1996, ISBN: 978-0-471-30460-9, Disponible en: [https://books.google.com/cu/books/about/Fundamentals\\_of\\_heat\\_and\\_mass\\_transfer.html?id=UAZRAAAAMAAJ&redir\\_esc=y](https://books.google.com/cu/books/about/Fundamentals_of_heat_and_mass_transfer.html?id=UAZRAAAAMAAJ&redir_esc=y), [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- KAYS, W.M.; LONDON, A.L.: *Compact Heat Exchangers*, [en línea], Ed. McGraw-Hill, 2.ª ed., New York, 272 p., 1964, ISBN: 978-0-07-033391-8, Disponible en: [https://books.google.com/cu/books/about/Compact\\_Heat\\_Exchangers.html?id=Ea29QgAACAAJ&redir\\_esc=y](https://books.google.com/cu/books/about/Compact_Heat_Exchangers.html?id=Ea29QgAACAAJ&redir_esc=y), [Consulta: 2 de febrero de 2017].

- KUJAN, P.; SHAKH, T.M.: "Design and optimization of shell and tube heat exchanger using HTRI software", *Indian Journal of Applied Research*, 5(1): 10-13, 2015, ISSN: 2249-555X.
- LEI, Y.-G.; HE, Y.-L.; TIAN, L.-T.; CHU, P.; TAO, W.-Q.: "Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators", *Chemical Engineering Science*, 65(5): 1551-1562, 2010, ISSN: 0009-2509, DOI: 10.1016/j.ces.2009.10.017, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0009250909007325>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- MAZZUCCO, A.; VOSKUILEN, T.G.; WATERS, E.L.; POURPOINT, T.L.; ROKNI, M.: "Heat exchanger selection and design analyses for metal hydride heat pump systems", *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(7): 4198-4213, 2016, ISSN: 0360-3199, DOI: 10.1016/j.ijhydene.2016.01.016, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319915306790>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- MENÉNDEZ-PÉREZ, A.; BORRAJO-PÉREZ, R.; SACASAS-SUAREZ, D.: "Análisis de la influencia del número de venecianas en intercambiadores de calor compactos", *Ingeniería Mecánica*, 19(3): 176-184, 2016, ISSN: 1815-5944, Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_abstract&pid=S1815-59442016000300008&lng=es&nrm=iso&tlng=en](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S1815-59442016000300008&lng=es&nrm=iso&tlng=en), [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- MONTES, M.J.; BARBERO, R.; ABBAS, R.; ROVIRA, A.: "Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver", *Applied Thermal Engineering*, 104: 162-175, 2016, ISSN: 1359-4311, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.015, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116306676>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.: *Fundamentos de termodinámica técnica*, Ed. Reverte, Barcelona, España, 688 p., 1999, ISBN: 84-291-1313-0.
- MORING, F.V.: *Termodinámica*, Ed. Félix Varela, La Habana, Cuba, 807 p., 1969.
- REYES-RODRÍGUEZ, M.B.; MOYA-RODRÍGUEZ, J.-L.; CRUZ-FONTICIELLA, O.-M.; FÍRVIDA-DONÉSTEVEZ, E.-M.; VELÁZQUEZ-PÉREZ, J.-A.: "Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek", *Ingeniería Mecánica*, 17(1): 78-89, 2014, ISSN: 1815-5944, Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_abstract&pid=S1815-59442014000100009&lng=es&nrm=iso&tlng=es](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S1815-59442014000100009&lng=es&nrm=iso&tlng=es), [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- SADEGHZADEH, H.; ALIEHYAEI, M.; ROSEN, M.A.: "Optimization of a Finned Shell and Tube Heat Exchanger Using a Multi-Objective Optimization Genetic Algorithm", *Sustainability*, 7(9): 11679-11695, 2015, DOI: 10.3390/su70911679, Disponible en: <http://www.mdpi.com/2071-1050/7/9/11679>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- ŞENCAN-ŞAHİN, A.; KILIÇ, B.; KILIÇ, U.: "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm", *Energy Conversion and Management*, 52(11): 3356-3362, 2011, ISSN: 0196-8904, DOI: 10.1016/j.enconman.2011.07.003, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890411001944>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- TORRES-TAMAYO, E.; RETIRADO-MEDIANEJA, Y.; GÓNGORA-LEYVA, E.: "Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas", *Ingeniería Mecánica*, 17(1): 68-77, 2014, ISSN: 1815-5944, Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_abstract&pid=S1815-59442014000100008&lng=es&nrm=iso&tlng=en](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_abstract&pid=S1815-59442014000100008&lng=es&nrm=iso&tlng=en), [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- VERA-GARCÍA, F.; GARCÍA-CASCALES, J.R.; GONZÁLEZ-MACIÁ, J.; CABELLO, R.; LLOPIS, R.; SANCHEZ, D.; TORRELLA, E.: "A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application", *Applied Thermal Engineering*, 30(10): 1231-1241, 2010, ISSN: 1359-4311, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.004, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110000633>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].
- VERMA, T.N.; NASHINE, P.; SINGH, D.V.; SINGH, T.S.; PANWAR, D.: "ANN: Prediction of an experimental heat transfer analysis of concentric tube heat exchanger with corrugated inner tubes", *Applied Thermal Engineering*, 120: 219-227, 2017, ISSN: 1359-4311, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.03.126, Disponible en: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117303617>, [Consulta: 2 de febrero de 2017].

Received: 24/05/2017.

Approved: 22/12/2017.

David Ramón Gutiérrez Toledo, Ing. Especialista en mantenimiento. Fábrica de Conservas de frutas y Vegetales. Carretera a Manzanillo. km 47. Código Postal 87400. Provincia Granma. Cuba. e-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Alain Ariel de la Rosa Andino, e-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Lázaro Ventura Benítez Leyva, e-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Romaida Serrano Guzman, e-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Yordanka Aguilera Corrales, e-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Note: the mention of commercial equipment marks, instruments or specific materials obeys identification purposes, there is not any promotional commitment related to them, neither for the authors nor for the