



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**TESIS:**

**DISEÑO PARAMÉTRICO DE UN SISTEMA DE  
ENFRIAMIENTO DE AGUA PARA LA LÍNEA DE  
ESTRUSIÓN DE PET EN LA EMPRESA “EL  
ÁGUILA S.R.L.”**

**PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**Autores:**

**Bach. Saucedo Yunis Mohamed Arafath**

**Bach. Silva Pérez Cristhian Omar**

**Asesor:**

**Mg. Alvarado Silva Carlos Alexis**

**Línea de Investigación:**

**Ingeniería de Procesos Productivos**

**Pimentel – Perú**

**2019**

---

**Bach. Saucedo Yunis Mohamed Arafath**

---

**Bach. Silva Pérez Cristhian Omar**

---

**Mg. Carlos A. Alvarado Silva**

Presentado a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Señor de  
Sipán para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista

**APROBADO POR:**

---

**Mg. Juan Carlos Vives Garnique**  
**Presidente jurado de tesis**

---

**Mg. Silvia Yvone Gastiaburú Morales**  
**Secretario del Jurado de tesis**

---

**Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva**  
**Vocal del Jurado de tesis**

**PIMENTEL - 2019**

## **DEDICATORIA**

A mis padres

Porque han sido un pilar fundamental en mi formación brindarme su amor, tiempo y paciencia. Por creer en mí siempre, dándome ejemplo de superación, humildad y sacrificio.

A mis hermanos (as).

A cada uno de mis hermanos por el apoyo incondicional que se me dio en el transcurso de cada año de mi carrera universitaria.

**Saucedo Yunis Mohamed Arafath**

A mis mejores Maestros Carlos A y Juan C de la Universidad Señor de Sipan por haberme brindado su mejor educación que son sus valores y respetos en mi vida personal

Y amigos en general

**Silva Pérez Cristhian Omar**

## **AGRADECIMIENTO**

*A Dios Padre, por darnos sabiduría, fortaleza y perseverancia para lograr nuestros objetivos.*

*Al personal técnico de “El Águila S.R.L.” involucrados en este proyecto, por abrirnos las puertas de la empresa y a su vez por brindarnos información que requerimos para la culminación de nuestro proyecto.*

*Al Mg. Carlos A. Alvarado Silva, por aportar con toda su experiencia y conocimiento acerca del tema.*

*A los docentes de la Universidad Señor de Sipán por quienes hemos obtenido los conocimientos necesarios para desarrollarnos en nuestra vida profesional*

*Y finalmente a todos los que fueron mis compañeros de clase durante todos los años de nuestra vida universitaria, ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo moral han contribuido a aumentar en nosotros las ganas de seguir adelante.*

# **DISEÑO PARAMÉTRICO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA PARA LA LÍNEA DE EXTRUSIÓN DE PET EN LA EMPRESA “EL ÁGUILA S.R.L.”**

**Saucedo Yunis Mohamed Arafath**

**Silva Pérez Cristhian Omar**

## **Resumen**

*En la presente investigación se desarrolló una parametrización de cálculo para el enfriamiento de agua en la línea de extrusión de PET (Polietileno de Tereftalato) en la empresa “El águila S.R.L” a su vez se recogieron las ecuaciones principales y se ingresaron a un software de programación a fin de que puedan generalizarse para diferentes requerimientos de planta; sea el caso que los parámetros varíen conforme a la necesidad del proceso.*

*La investigación inicia con la identificación del procedimiento necesario para dimensionar un sistema de enfriamiento, reconociéndose los parámetros, fórmulas y procedimientos que se debían modelar y aplicar. La programación se desarrolló usando un lenguaje de programación genérico, disponible en MATLAB; para esto se ha diseñado en primer lugar el algoritmo de trabajo además de los modelos matemáticos necesarios.*

*El desarrollo de la programación ha tenido como enfoque un entorno amigable, para que paso a paso el ingeniero proyectista reconozca la influencia de la información agregada y en cualquier momento determine mediante con la ayuda de curvas características si los datos elegidos son los más adecuados. Se calcula el caudal de agua de refrigeración, la energía perdida por fricción en placas y accesorios y filtros en las suministros primarios y secundarios, la potencias hidráulicas requeridas, la temperatura media logarítmica durante la transferencia de calor y las placas necesarias para la fabricación del intercambiador de calor. Finalmente se ejecuta un programa usando un código en MATLAB para parametrizar los cálculos desarrollados.*

***Palabras Clave: Sistema de enfriamiento, Matlab, Chiller, Intercambiador de Calor.***

# PARAMETRIC DESIGN OF A WATER COOLING SYSTEM FOR THE PET STRESSION LINE IN THE COMPANY “EL ÁGUILA S.R.L.”

Saucedo Yunis Mohamed Arafath

Silva Pérez Cristhian Omar

## Abstract

*In the present investigation, a calculation parameterization was developed for the cooling of water in the PET (Polyethylene Terephthalate) extrusion line in the company “El Águila SRL” in turn, the main equations were collected and entered into a software programming so that they can be generalized for different plant requirements; it is the case that the parameters vary according to the need of the process.*

*The investigation begins with the identification of the procedure necessary to size a cooling system, recognizing the parameters, formulas and procedures that should be modeled and applied. The programming was developed using a generic programming language, available in MATLAB; for this, the working algorithm has been designed first in addition to the necessary mathematical models.*

*The development of the programming has focused on a friendly environment, so that step by step the project engineer recognizes the influence of the aggregate information and at any time determines with the help of characteristic curves if the data chosen are the most appropriate. The cooling water flow is calculated, the energy lost by friction in plates and fittings and filters in the primary and secondary supplies, the hydraulic powers required, the average log temperature during heat transfer and the plates necessary for the manufacture of the exchanger of heat Finally, a program is executed using a code in MATLAB to parameterize the calculations developed.*

**Keywords:** *Cooling system, Matlab, Chiller, Heat Exchanger.*

## ÍNDICE

DEDICATORIA	3
AGRADECIMIENTO	4
Resumen	5
Abstract	6
I. INTRODUCCIÓN	10
1.1. Realidad problemática.	10
1.2. Trabajos Previos.	12
1.3. Teorías Relacionadas Al Tema	15
1.3.1. Intercambiador De Calor.	15
1.3.2. Tipos De Intercambiador De Calor.	16
1.3.2.1. Tipos principales:	16
1.3.3. Proceso De Transferencia De Calor.	19
1.3.4. El Intercambiador De Calor.	25
1.3.5. Principales Componentes De Un Intercambiador De Calor.	26
1.3.6. Relaciones Gobernantes.	28
1.3.7. Área De Superficie Del Intercambiador de Calor.	30
1.3.8. Coeficiente De Transferencia De Calor Global	34
1.3.9. Diferencia De Ecuación Para Temperatura Media Logarítmica (LMTD).	37
1.3.10. Métodos De Análisis De Intercambiadores De Calor.	38
1.3.11. Modelo Y Simulación De Intercambiadores De Calor.	42
1.3.12. El Software De Diseño De Ingeniería.	43
1.4. Formulación del problema.	44
1.5. Justificación e importancia del estudio.	44
1.5.1. Justificación Técnica	44
1.5.2. Justificación Económica	44
1.5.3. Justificación Ambiental	45
1.6. Objetivos.	45
1.6.1. Objetivos General	45
1.6.2. Objetivo Específicos	45
II. MÉTODOS	47
III. RESULTADOS	54
3.1 Determinación de los requerimientos de la Empresa “El Águila S.R.L.”	54
3.2 Normativa ASME Sección VIII. División 1	54
3.3. Parámetros de diseño de enfriamiento	55

3.3.1 Temperaturas	55
3.3.2 Caudal del sistema	56
3.3.3 Torre de enfriamiento del sistema	56
3.3.4 Selección de la torre de enfriamiento	57
3.3.5 Selección de bomba primaria	59
3.3.6 Selección de bomba secundaria	64
3.4. Diseño térmico	69
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	79
4.1. CONCLUSIONES	79
4.2. RECOMENDACIONES	79
REFERENCIAS	80
Anexo No. 1: FORMATO DE ENTREVISTA	82
Anexo No. 2: SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO DE EXTRUSIÓN	84
Anexo No. 3: CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII –DIVISIÓN 1	86
Anexo No. 4: TABLAS DE LAS PROIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA	87
Anexo No. 5: PROGRAMACIÓN CON MATLAB	88



# **Capítulo I: INTRODUCCIÓN**

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad problemática.

Hoy en día se producen y consumen alrededor de 20 mega toneladas anuales (MTA) de polipropileno y a nivel mundial se comercializa un promedio de 22 MTA. Europa es la región con mayor capacidad instalada de fabricación de polipropileno consumiendo 6 MTA, Asia (excluido Japón) con unos 5 MTA, Estados Unidos con 4.7 MTA, Japón 2.6 MTA, Iberoamérica con 1.3MTA y Europa del este con 0.9MTA.

En la ciudad de España, la capacidad nominal de producción de polipropileno es de 680000 T al año, con plantas de bast, hoechs y Repsol químicas. El consumo aparente de polipropileno en España en el año de 1996 fue de 400000 toneladas (T), obteniendo un crecimiento de 17% respecto al año de 1995; datos recopilados por la Asociación Española de Industriales de plástico (ANAIP).

El Perú es un país con una demanda considerada en la elaboración de productos de plástico, satisfaciendo necesidades en el campo industrial, obteniendo incrementos al pasar el tiempo. Por otro lado, la importación de tales productos ha llegado hasta los 60 000 MT en el año 2016 con un valor aproximado con un costo de \$ 72 mm. Comparado con el año 2015, que se importó 5.26 % más, pero el costo disminuyó en un 11.8%.

**Fuente:** [www.interempresas.net/Plastico/articulos/4499-El-polipropileno-nuevo-indicador-del-desarrollo-industrial.html](http://www.interempresas.net/Plastico/articulos/4499-El-polipropileno-nuevo-indicador-del-desarrollo-industrial.html).

La empresa “el Águila S.R.L”. es una de las empresas Chiclayanas que está dedicada a la elaboración de telares y sacos utilizando como materia prima polipropileno, cuyo proceso de fabricación se realiza por extrusión de polipropileno y tejido de urdimbre, Actualmente la empresa cuenta con 4 máquinas extrusoras y otras máquinas en particular que contribuyen con la fabricación del productos, es una empresa orientada a procesar, organizar y lograr la satisfacción de expectativas y necesidades actuales y futuras de las personas, basadas en un sistema de calidad.

El proceso de elaboración de sacos se realiza primero por una maquina extrusora donde convierte al polipropileno en urdimbres delgadas para luego ser llevadas a los telares y realizar la construcción del saco, son estampados y empacados para luego ser comercializados y exportados.



**Figura 1:** Máquina extrusora de polipropileno de la empresa el águila S.R.L.

**Fuente:** Empresa el águila S.R.L.

En la empresa de sacos el águila existen maquinas extrusoras de polipropileno donde en su sistema de enfriamiento necesitan agua fría tratada, optando con la conexión directamente a una máquina de refrigeración chillers y transformar la temperatura del agua, en ese proceso realizado se ha encontramos que el agua tratada de la extrusora es mezclada con el agua del chillers teniendo como consecuencia una contaminación al agua tratada de maquina extrusora y máquina chillers que al pasar el tiempo ira afectando al sistema de refrigeración de la máquina extrusora y chillers. Otra problemática seria en la variación de la temperatura, una maquina extrusora recibe agua tratada a temperaturas no mayores de 25°C.

El presente proyecto de investigación tiene como objeto realizar un diseño paramétrico de un sistema de enfriamiento de agua para una máquina extrusora de polipropileno de esta manera solucionar el problema que se presenta en la empresa de SACOS Y TELARES EL AGUILA S.R.L. Con este proyecto se desea obtener un mecanismo, con las características apropiadas acoplándose en las necesidades de la máquina extrusora, teniendo en cuenta el material y costos del mismo.

## 1.2. Trabajos Previos.

Los trabajos de investigación que anteceden al presente proyecto son como sigue:

**HERRERA P. (2015).** Obtuvo el diseño, la modelación y el cálculo de una máquina intercambiadora de calor para la creación de un prototipo. Para el análisis del intercambiador, se emplearon expresiones analíticas tomadas del código ASME, así como de otras normativas, adicionalmente se realizó una simulación en el software SOLIDWORK para determinar los parámetros térmicos y fluido-dinámicos del modelo. De los resultados de la simulación se determinó que las pérdidas de presión no tienen un impacto significativo en el funcionamiento del intercambiador. De este trabajo se concluye que el uso del software Solidwork permite analizar de manera satisfactoria el diseño del intercambiador de calor bajo diversos parámetros térmicos y fluido-dinámicos. (Herrera P.2015)

**DJUKICH M. (2010).** Propuso el mejoramiento de un sistema cerrado de agua de enfriamiento utilizada en las máquinas de inyección y soplado de plásticos de la empresa Maggie Paul, C.A. se desarrolló un mejoramiento del sistema cerrado de agua de enfriamiento que se emplean en la máquina del inyector y soplado. Como resultado de la evaluación del sistema, la planta no tiene un control operativo, ya que es importante para así tomar decisiones que pueda influir en el mejoramiento del sistema. En conclusión, los canales de enfriamiento de las máquinas de inyección y soplado, muestran incrustaciones de sólidos blancos, ocasionadas por las partículas de sales de calcio y magnesio. Donde a su vez disminuyen el tiempo de duración de los equipos. (Djukich M. 2010)

**SOTOMAYOR D. (2014).** Para diagnosticar el comportamiento de un intercambiador de calor de flujo transversal aleatorio, realizó una simulación numérica. Obteniendo en primer lugar la descripción del tipo de intercambiador de calor y se realizó la simulación en el software SOLIDWORK para el comportamiento del mismo, luego utilizarse en el cálculo para la capacidad de

transferencia de calor. Los datos obtenidos para la capacidad de la maquina intercambiadora de calor mediante la simulación resultan con una variación de por los menos un 11% respecto a los datos del fabricante y 4.5% con relación a la capacidad analítica. En conclusión, la simulación es una herramienta muy útil para estimar la caída de presión del flujo de aire a lo largo del intercambiador de calor, así también se obtuvo el calor por cada tubo, así como el calor aportado por los tubos. (Sotomayor D 2014)

**PALOMINO J. (2010).** Presento un modelamiento experimental de intercambiador de calor de tubos y carcasa de längerer. El objetivo del trabajo fue conseguir una función de transferencia de calor para obtener un proceso dinámico con los métodos de Strejc, Davoust y Broida, también consideraron las curvas de respuesta del proceso contando con los sensores industriales conectadas en un ordenador. Como resultado del análisis comparativo se eligió la función más satisfactoria para el proceso dinámico esto permitió saber la cantidad de agua caliente que debe entrar al sistema para los respectivos requisitos del proceso así disminuye la cantidad de combustible que consume. Se determinó que el modelo obtenido permite saber la temperatura del agua fría de salida y si aumentamos el flujo de del agua caliente entre los rangos  $0.0012m^3/s$  a  $0.0018m^3/s$  que ingresa el intercambiador de calor. (Palomino J 2010)

**HERNÁNDEZ A. (2011).** Expone al intercambiador de calor aire-aire, para el acondicionamiento térmico de una cámara de reproducción agámica de plantas que se instalara en el centro de experimentación y propagación agámica. El intercambiador funcionará en conjunto con el enfriador evaporador en verano y en invierno con colectores solares, con el objetivo de disminuir el consumo energético de un año. Empleó un método de diseño con resultados de área de transferencia  $22.3m^3$  .Basándose a resultados de temperatura de 2008 presentando como valores durante el ensayo una efectividad media de 92% estos valores presentan un modelo valido de la simulación con los datos que se hallaron. Se describe la función útil para el diseño de un intercambiador de calor aire-aire de flujo cruzado que se usara en conjunto con un enfriador. La cantidad

de calor que transfiere el intercambiador varía entre 400 a 1300w cuando la diferencia de temperatura son 10 y 35°C respectivamente, con una desviación estándar de  $\pm 5\%$ .

(Hernández A. 2011)

**HAWN D. (2009).** Desarrollo un modelo dinámico de un intercambiador de calor para la simulación del recuperador GT-MHR mediante MATLAB Y SIMULINK. Se comprobaron diferentes configuraciones para el recuperador GT-MHR, pero es fácil de modificar la función del código para diferentes tipos de intercambiadores de calor. El fluido que se utilizo fue el helio, el código que se introdujo en los programas de simulación pueden emplearse también en otros programas. Se desarrolló el código utilizados en el diseño también sirve para diseñar intercambiadores de calor de diferentes flujos. Este modelo asume flujos de números bajos y puede programar los cambios de presión y de caudal másico como al instante. Los resultados obtenidos por la simulación son válidos y semejantes a los resultados de la literatura, también este el leguaje que se utiliza en la programación es actual e interesante por lo que se podría hacer portátil y así lo usen otros ingenieros. (Hawn D. 2009)

**RUTGERS J. (2016).** Propuso un modelo dinámico de un intercambiador de calor realizado en Powerspex, los simuladores que se emplean cuenta con una programación PsxCad, se basa a programación java realizado por Powerspex. Su propósito principal es desarrollar una nueva función para un nuevo modelo de intercambiador de calor que consiste en la diferencia de temperatura media logarítmica, se hicieron dos modelos para el intercambiador de calor el primero se basa a los cálculos iterativos y el segundo utiliza valores del anterior para calcular la temperatura, la entalpia y el intercambiador. El resultado del primer modelo emplea tres intercambiadores de calor diferente para los tres modelos donde luego se analizaron las diferencias, el segundo modelo da un resultado apto y permanente, el modelo cuenta con una desventaja por lo complicado que es en comparación con la actual. (Rutgers J. 2016)

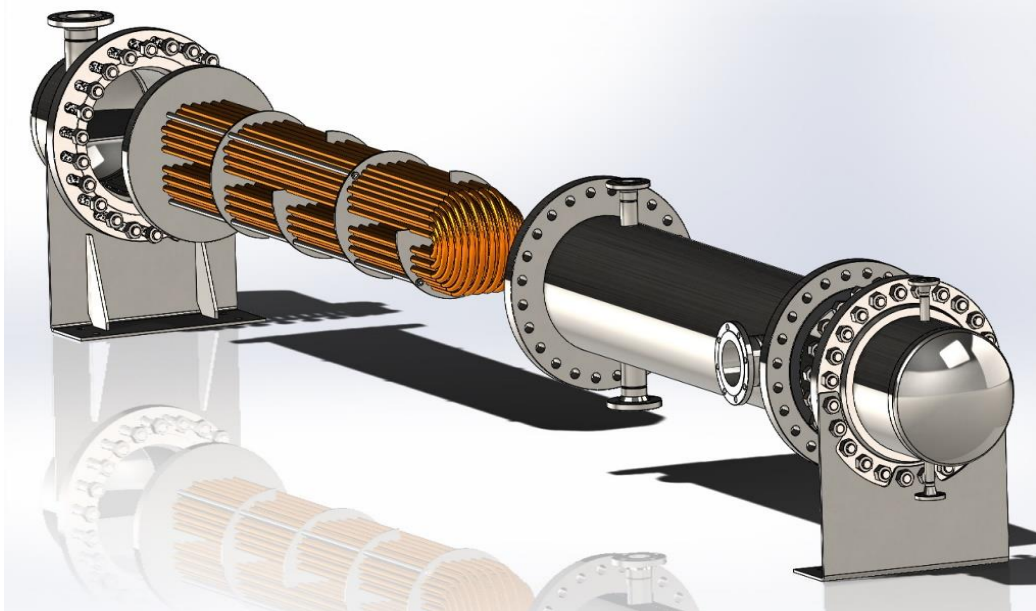
**COSTIUC L. (2009).** Modelaron una función en el software SIMULINK para un intercambiador de calor. El objetivo del modelo es aprender en la manera que actúa el intercambiador de calor y su sistema de refrigeración, también es importante porque en la actualidad a menudo necesitan ser modificadas ya que influyen muchas variables como el flujo másico, temperatura, transferencia de calor y cargas térmicas. Tiene ventajas ya que permitiría diseñar y hacer un modelo antes de que existan o pueda hacer modificaciones y optimizar para que tengan un menor costo. Mediante el diseño y análisis dinámico de los sistemas térmicos es posible realizar modelos más avanzados para distintos equipos de sistema de refrigeración, es posible desarrollar una interfaz para que así los usuarios puedan modificar visualizar y comprobar los valores más importantes.

(Costiuc L. 2009)

### **1.3. Teorías Relacionadas Al Tema**

#### **1.3.1. Intercambiador De Calor.**

Es un mecanismo diseñado para realizar el intercambio de calor entre dos fluidos en contacto o divididos por una pared sólida. Estos componentes se usan en distintos sistemas, como: producción energética, procesos químicos, climatización, refrigeración etc. (Henrique, 2010, p.15)



*Figura 2:* intercambiador de calor

**Fuente:** <http://www.solediesel.com/es-es/soporte/motores/hyundai-hy.aspx>

### 1.3.2. Tipos De Intercambiador De Calor.

#### 1.3.2.1. Tipos principales:

- **Intercambiadores de contacto directo,**

En este proceso la transferencia de calor se transfiere físicamente por fricción entre ambas corrientes de flujo.

- **Intercambiadores de contacto indirecto,**

En este proceso al contrario del contacto directo el fluido está distante respecto al otro fluido mediante la distancia o por un sólido. Se divide:

- **Intercambiadores alternativos**

El proceso de este sistema consiste en que los dos fluidos se vayan alternando sucesivamente.



- **Intercambiadores de superficie**

El proceso de la transferencia de calor es producido por una superficie sólida que los separa. Pueden ser:

- ✓ **Intercambiadores de placas**

Se constituyen por placas, aquí los fluidos circulan e contactos por las caras opuestas de la misma placa don allí se lleva la trasferencia de calor.

- ✓ **Intercambiadores de tubos**

Aquí tenemos un fluido que circula por dentro de un tubo, ingresa el fluido caliente por un lado y el fluido frio por el otro lado. Hay dos tipos:

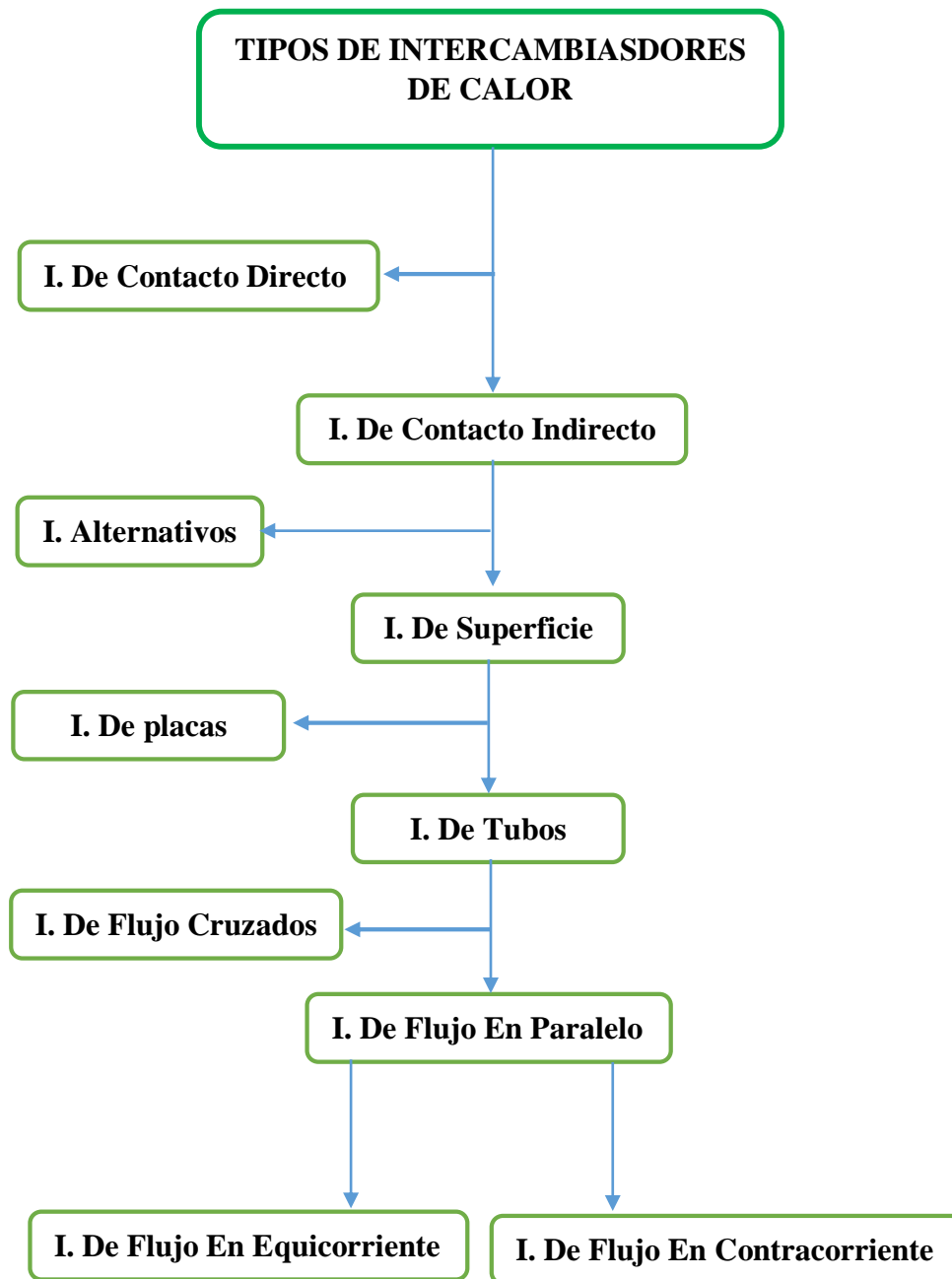
- **Intercambiadores de flujo cruzados**

Se conoce cuando uno de los dos flujos que constituyen el sistema está a  $90^\circ$  en dirección del otro.

- **Intercambiadores de flujo paralelo**

Aquí los flujos internos y el flujo externo fluyen a la misma dirección es decir a  $0^\circ$ .

Existen dos tipos de intercambiadores de flujo paralelo: equicorriente el fluido van a la misma dirección, pero alcanza un desnivel que hace variar al flujo respecto a la ruta, y contracorriente los fluidos van en direcciones opuestas.



*Figura 3:* Tipos de intercambiadores de calor

**Fuente:** Propia

### 1.3.3. Proceso De Transferencia De Calor.

La transferencia de calor se forma debido a una diferencia de temperaturas de mayor a menor temperatura y se detiene cuando alcanza el equilibrio térmico. Se transfiere mediante tres formas de mecanismo. Conducción, convección, radiación.

#### 1.3.3.1. Conducción.

Transferencia de energía mediante partículas con mayor energía a las de menor, en los sólidos se realiza internamente combinaciones de movimiento las moléculas por la energía llevada por los electrones.

Por ejemplo consideramos una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor  $\Delta_x = L$ . Como se muestra en la *Figura 4*. La diferencia de temperatura de lado a lado de la pared es  $\Delta T = T_2 - T_1$ . Los experimentos realizados han determinado y demostrado que la razón de la transferencia de calor  $\dot{Q}$  a través de la pared se duplica ocasionando dos fenómenos: El primero sería que la diferencia de temperatura  $\Delta T$  se duplica en ambos lados de la pared, lo segundo sería que área se duplicase perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, por otro lado cuando se duplica el espesor  $L$  de la pared el área se reduce a la mitad. Se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; (Cengel, 2007, p.18).

Donde:

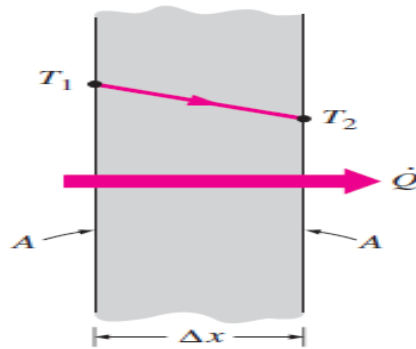
$L$  = longitud

$A$  = Área

$T$  = Temperatura de superficie interna y externa

$Q$  = Transferencia de calor

$L$  = espesor



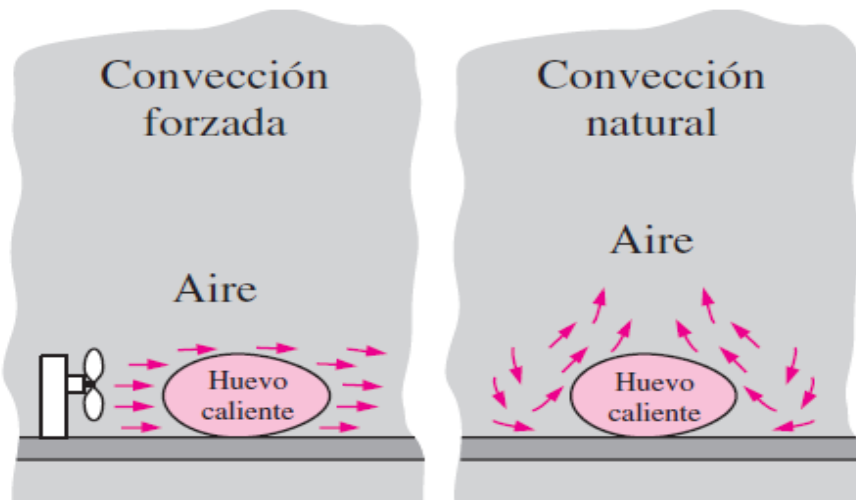
**Figura 4:** Comportamiento de Transferencia por conducción en una pared.

**Fuente:** Cengel, Y. (2007)

### 1.3.3.2. Convección.

Transferencia de calor de una zona a otro espacio por un movimiento de una masa de fluido. Se presenta la convección libre y la convección forzada.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido figura (5). Si la diferencia de temperatura entre en bloque y aire circundante no es suficientemente grande para vencer la resistencia de ese aire en movimiento la transferencia de calor es ocasionada por conducción, dando inicio a corrientes naturales de convección. (Cengel, 2007, p.26).



**Figura 5:** Transferencia De Calor Por Convección  
**Fuente:** Cengel, Y. (2007)

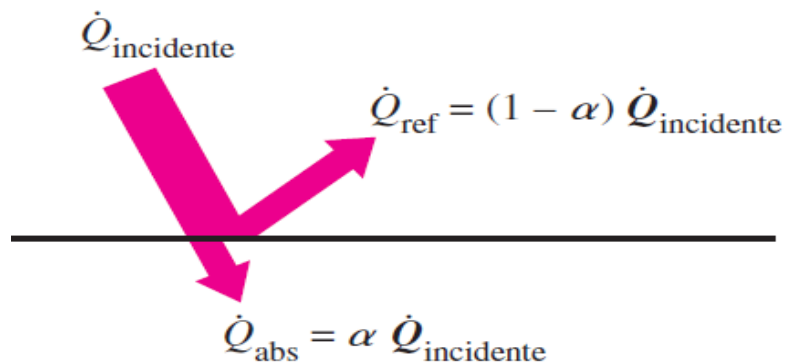
### 1.3.3.3. Radiación.

Transferencia de que relaciona a las ondas electromagnéticas, estos fenómenos de la radiación se pueden describir mediante teorías de ondas.

En los estudios de transferencia de calor es de interés la radiación térmica, que es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura. Es diferente de las otras formas de radiación, como los rayos x, los rayos gamma, las microondas, las ondas de radio y de televisión, que no están relacionadas con la temperatura. Todos los cuerpos a una temperatura arriba del cero absoluto emiten radiación térmica. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos.

En las prácticas realizadas y aplicadas, se observa que la temperatura de la superficie y de la fuente de radiación incidente, son del mismo orden de magnitud, donde asertividad y emisividad promedio de una superficie

son consideradas iguales. La razón a la cual una superficie absorbe la radiación se determina en la Figura (6). (Cengel, 2007, p.28).



**Figura 6:** Transferencia Por Radiación

**Fuente:** Cengel, Y. (2007)

En adelante, se presentan las ecuaciones utilizadas para la transferencia de calor en general por Cengel, (2007). También estas ecuaciones son bases para algunos procesos de transferencia como los intercambiadores de calor.

En la ecuación (1) se muestra la transferencia De Calor A Través De Una Pared Plana Grande De Espesor  $\Delta x$  Y Área A.

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (Ec. 1)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{cond}$ : Flujo térmico de conducción. (W)

K: Conductividad térmica del material.

T: Temperatura de salida del fluido. ( $^{\circ}C$ ) o ( $^{\circ}F$ )

$T_1$  y  $T_2$ : Temperaturas de ambos lados de la pared ( $^{\circ}C$ ) o ( $^{\circ}F$ )

A: Área. ( $m^2$ )

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura. ( $^{\circ}C$ ) o ( $^{\circ}F$ )

$\Delta x$ : Espesor de pared plana.

$$k = \frac{L}{A(T_1 - T_2)} \dot{Q} \quad (Ec. 2)$$

Cuando  $\Delta x \rightarrow 0$

Dónde:

L: longitud (m)

$\dot{Q}$ : Flujo térmico transferido (W) o (Btu/h)

La ecuación (2) se reduce a una ecuación (3) : Ley De Fourier De La Conducción Del Calor.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (Ec. 3)$$

En la ecuación (4) se muestra la difusividad térmica:

$$\alpha = \frac{\text{Calor conducido}}{\text{Calor almacenado}} = \frac{k}{\rho C_p} \quad (Ec. 4)$$

Dónde:

$\alpha$ : Coeficiente de difusividad térmica. (Cal/g/°C)

$C_p$ : Capacidad calorífica de fluido a presión constante. (Cal/g/°C)

$\rho$ : densidad del fluido.

En la ecuación (5) se muestra la transferencia De Convección De Calor:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_1 - T_2) \quad (W) \quad (Ec. 5)$$

Dónde:

$\dot{Q}_{conv}$ : Transferencia De Convección De Calor:

$A_s$ : Área superficial. (m<sup>2</sup>)

En la ecuación 6 encontramos la transferencia De Radiación Máxima De Calor:

$$Q_{emitida,máx} = \sigma A_s T_s^4 \quad (Ec. 6)$$

Dónde:

$Q_{emitida,máx}$ : Radiación máxima emitida desde una superficie. (W/m<sup>2</sup>)

$T_s$ : temperatura superficial. (°C)

$\sigma$ : Se le conoce como constante de Stefan-Boltzmann. (W/m<sup>2</sup> o Btu/h. ft<sup>2</sup>)

Donde  $\sigma$ : Conocida como constante de Stefan-Boltzmann

Son superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro.

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2} \cdot k^4 \quad (Ec. 7)$$

La ecuación (8) concluye que las superficies reales son menores de la ideal se expresa como:

$$Q_{emitida} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \left( \frac{W}{m^2} \right) \quad (Ec. 8)$$

$Q_{emitida}$ : Radiación emitida desde una superficie. (W/m<sup>2</sup>)

$\varepsilon$ : Emisividad.

Aquí La Intensidad Emitida Comprende Entre  $0 \leq \alpha \leq 1$

Tanto  $\varepsilon$  como  $\alpha$  en una superficie depende de la temperatura y longitud de onda de radiación. La ley de Kirchoff de la radiación afirma que la emisividad y la absorbida de una superficie a una temperatura y longitud de onda dadas son iguales.

$$Q_{absorbida} = \alpha Q_{incidente} (W) \quad (Ec. 9)$$

$\alpha$ : Absortividad de la superficie.

$Q_{absorbida}$ : Absorción de la radiación incidente sobre una superficie. (W)

$Q_{incidente}$ : Razón de radiación sobre la superficie. (W)



Cuando la superficie de emisividad, área superficial y temperatura están encerrados por otra superficie más grande a otra temperatura y distanciadas por un gas que interviene con la radiación es:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \text{ (W)} \quad (\text{Ec. 10})$$

$Q_{rad}$ : Transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la circundan. (W)

$T_{alred}^4$ : Temperatura termodinámica y separada por gas (aire). ( $^{\circ}\text{C}$ ) o ( $^{\circ}\text{F}$ )

La ecuación 11 muestra la Transferencia Total De Calor:

$$Q_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (\text{Ec. 11})$$

Dónde:

$Q_{total}$ : Transferencia de calor total hacia una superficie. (W)

$h_{combinado}$ : Coeficiente combinado de transferencia de calor.

#### 1.3.4. El Intercambiador De Calor.

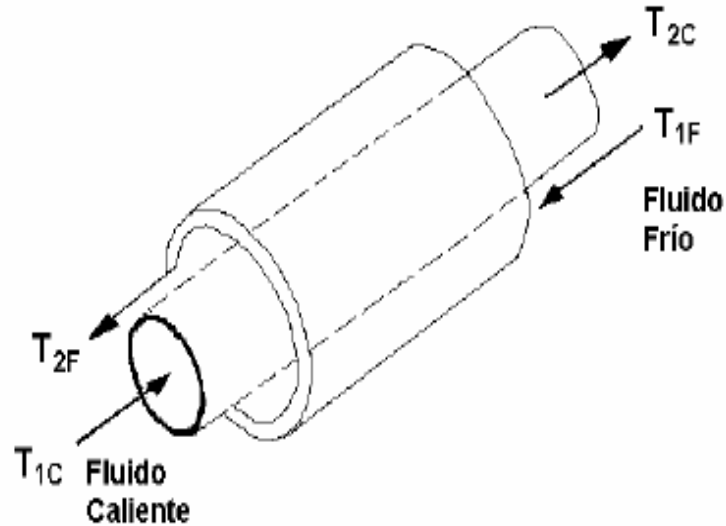
El intercambiador de calor es un equipo en el que dos fluidos en diferentes estados de temperatura se mezclan con el fin de calentar o enfriar una a otra o ambas a la vez. El objetivo es mostrar los intercambiadores de calor como una máquina que permitan brindar calor de un punto a otro de manera eficaz en una determinada aplicación. Las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores son las siguientes: (Henríquez, 2010, p.15).

- Se obtiene el punto de ebullición del fluido, aplicando un fluido con mayor temperatura.
- Se logra condensar un fluido en estado gaseoso mediante un fluido frío.
- Llegar al punto de ebullición a un fluido provocando la condensación de un fluido gaseoso con mayor temperatura.
- Para realizar el proceso de calentamiento de fluido se realiza aplicando un fluido de mayor temperatura.
- Se desea disminuir la temperatura del fluido es aplicando un fluido con menor temperatura. (Jaramillo, 2007, p.2)

Según la figura (7)

$T_{1F}$  y  $T_{2F}$  = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío

$T_{1C}$  y  $T_{2C}$  = Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente



*Figura 7:* Esquema De Intercambiador De Calor Simple

**Fuente:** Henrique M. (2010)

### 1.3.5. Principales Componentes De Un Intercambiador De Calor.

Los intercambiadores más usados por las industrias son los de carcasa y tubos, sus principales componentes de la Figura (8).

#### 1.3.5.1. Tubos.

Los tubos son indispensables para este tipo de proceso, corresponde con la superficie de calor entre el fluido que se encuentra en el interior de los tubos.

#### 1.3.5.2. Placas de tubos.

Consiste en mantener a los tubos en una posición fija al ser puesto en el interior de agujeros en la placa tubular. Estas placas son de metal con agujeros.

#### **1.3.5.3. Placas de apoyo.**

Estas placas se utilizan para que tengan una mayor estabilidad los tubos que pasan en el interior de ella.

#### **1.3.5.4. Placa divisora de caja de agua.**

Consiste en separar mediante la placa, para que no tenga contacto directo con la caja de agua.

#### **1.3.5.5. Caja de agua.**

Es un recipiente donde se acumula agua en el interior de la carcasa.

#### **1.3.5.6. Carcasa y boquillas del lado de la carcasa.**

La carcasa es son habitual que sean esféricas porque ayuda a tomar datos importantes, generalmente son de acero. Se encuentran: La entrada de drenaje, Salida del aire, entrada de vapor, ingreso y salida de agua de alimentación.

#### **1.3.5.7. Deflectores.**

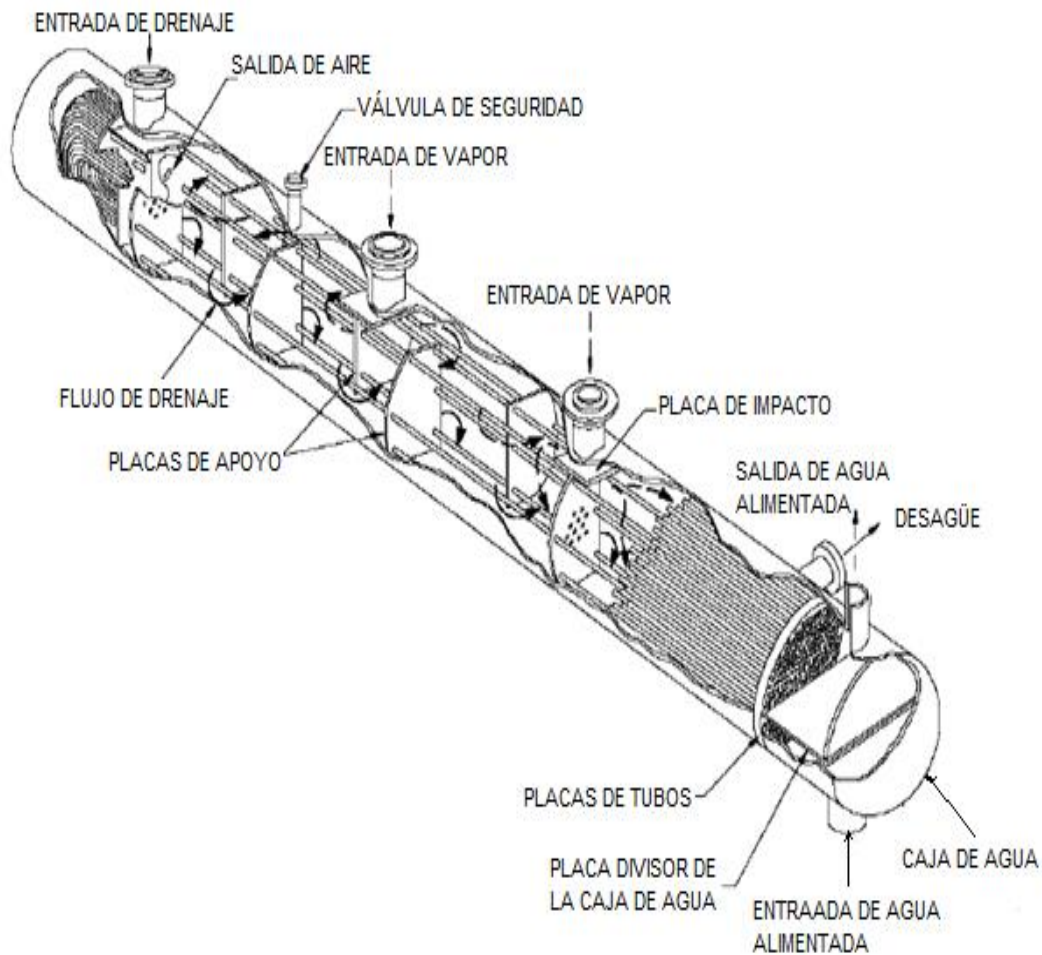
Ayuda a cambiar o desviar la dirección de un fluido se dividen en dos, transversales y longitudinales.

#### **1.3.5.8. Canales del lado de los tubos y boquillas.**

Los canales y boquillas son conductos por donde pasa el fluido en direcciones al interior o exterior de los tubos.

#### **1.3.5.9. Cubiertas de canal.**

La cubierta del canal tiene como objetivo facilitar la inspección de los tubos.



**Figura 8:** Esquema De Intercambiador De Carcasa Y Tubo

**Fuente:** Jaramillo A. (2007).

### 1.3.6. Relaciones Gobernantes.

Se considera que existen dos flujos en un intercambiador de calor, el fluido caliente tiene una razón de capacidad calorífica, definida así  $C_h = \dot{m}C_{ph}[W/K]$  donde:  $m[kg/s]$  (flujo másico) y  $C_{ph}[J/kg.K]$  (capacidad calorífica) a presión constante y análogamente para el fluido frío se tiene  $C_c = \dot{m}C_{ph}$ . Con base en la Primera Ley de la Termodinámica o Conservación de la Energía, para obtener el calor transferido entre ambos flujos se puede realizar por un balance de entalpía. (Jaramillo,2007, p.8).

$$q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (W) \quad (\text{Ec. 12})$$

Dónde:

$q$ : Flujo térmico transferido (W) o (Btu/h)

$C_h$ : Capacidad calorífica (W/K)

$C_c$ : Capacidad calorífica análogamente del fluido frío (J/kg. K)

$T_1$ : Temperatura de entrada del fluido caliente (°C) o (°F)

$t_1$ : Temperatura de entrada del fluido frío (°C) o (°F)

$T_2$ : Temperatura de salida del fluido caliente (°C) o (°F)

$t_2$ : Temperatura de salida del fluido frío (°C) o (°F)

Si tenemos en cuenta el tamaño del intercambiador la ecuación es la siguiente:

$$q = U\eta S\theta_m = U_h\eta_{ou,h}S_h\theta_m = U_c\eta_{ou,c}S_c\theta_m \quad (\text{W}) \quad (\text{Ec. 13})$$

Dónde:

$S_h$  y  $S_c$ : Áreas de las superficies caliente y fría del intercambiador.

$U_h$  y  $U_c$ : Coeficientes globales de transferencia de calor referidos a la parte caliente y fría del intercambiador de calor.

$\theta_m$  : Diferencia de temperaturas en operación.

Las cantidades:

$\eta_{ou,h}$  y  $\eta_{ou,c}$  : Eficacias de intercambio de aleta

En caso no se conozca el intercambiador se puede utilizar la aproximación

$$\eta_{ou,h} = \eta_{ou,c} = 1.$$

$$q = U_h\eta_{ou,v}S_h\theta_m = U_c\eta_{ou,c}S_c\theta_m = C_h(T_1-T_2) = C_c(t_2-t_1) \quad (\text{W}) \quad (\text{Ec. 14})$$

Dónde:

$C_c$ : Capacidad calorífica análogamente del fluido frío (J/kg. K)

$C_h$ : Capacidad calorífica (W/K)

En conclusión, todas las fórmulas que se presenten son utilizadas para: El área que se debe calcular a la superficie del intercambiador de calor, también el coeficiente de transferencia de calor global, la diferencia de temperatura media logarítmica, por otro lado, los métodos de análisis de intercambiadores de calor y por ultimo perdidas de presión en el intercambiador, (Jaramillo, 2007, p.9).

Cabe resaltar que estas ecuaciones son utilizadas en todos los distintos tipos de intercambiadores de calor con su respectiva ecuación por las variaciones de intercambiadores que existen.

### **1.3.7. Área De Superficie Del Intercambiador de Calor.**

Si se considera un tubo de longitud determinada L como se mostrada en la Figura (8). Se observa que la pared del tubo tiene un espesor puntual  $\delta s$ , en la solución obtendremos que el diámetro interno es menor que el diámetro externo y por lo tanto las áreas de superficies serán distintas.

#### **Área De Superficie Interior:**

$$S_i = \pi d_i L \quad (m^2) \quad (\text{Ec. 15})$$

Dónde:

L: longitud (m)

$S_i$ : Área superficial interna ( $m^2$ )

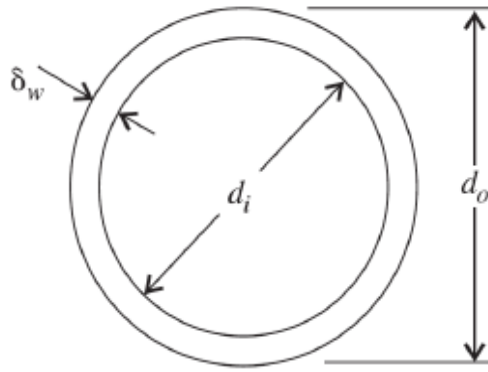
$d_i$ : Diámetro interno (m)

#### **Área De Superficie Exterior:**

$$S_o = \pi d_o L \quad (m^2) \quad (\text{Ec. 16})$$

$S_o$ : Área superficial externa ( $m^2$ )

$d_o$ : Diámetro externo (m)



**Figura 9:** Vista De Planta De Tubo

**Fuente:** Jaramillo A. (2007)

En la investigación se observa y se evalúa tubo con aletas, una hacia adentro y la otra hacia afuera, mostrada en la Figura (9).

Las áreas calculadas de superficies son las siguientes:

Áreas de superficie de aleta interna:

$$S_{fi} = 2n_i b_i L \quad (\text{Ec. 17})$$

Dónde:

$S_{fi}$ : Áreas de superficie de aleta interna

$n_i$ : Numero de aletas internas

Áreas de superficie de aleta externa:

$$S_{fo} = 2n_o b_o L \quad (\text{Ec. 18})$$

Dónde:

$n_o$ : Numero de aletas externas

Si despreciamos la transferencia de calor que ocurre a través del área de la pared extrema (en la punta de la aleta) de las aletas, tanto en las internas como en las externas. Entonces la ecuación queda de la siguiente forma.

$$S_{bi} = (\pi d_i - n_i \delta_{fi})L \quad (\text{Ec. 19})$$

$$S_{bo} = (\pi d_o - n_o \delta_{fo})L \quad (\text{Ec. 20})$$

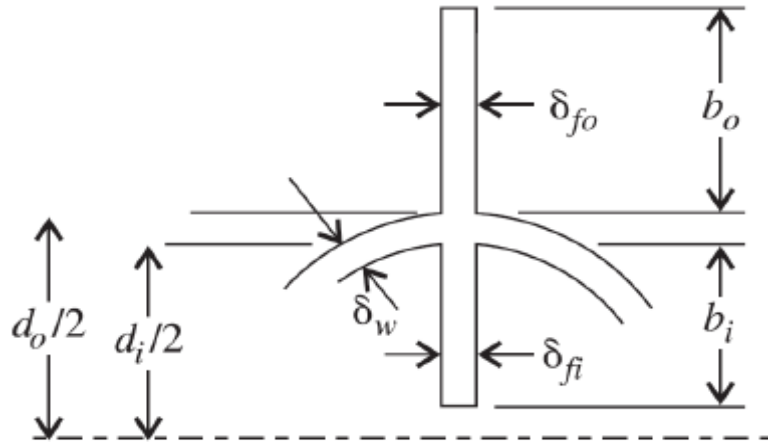
Dónde:

$S_{fi}$ : Áreas de superficie de aleta interna

$S_{fo}$ : Áreas de superficie de aleta externa

La superficie total es la suma de ambas donde tenemos esta ecuación

$$S_i = S_{bi} + S_{fi} = (\pi d_i - n_i \delta_{fi} + 2n_i b_i)L \quad (\text{Ec. 21})$$



**Figura 10:** Vista De Tubo con aletas una interna y otra externa

**Fuente:** Jaramillo A. (2007)

Para obtener la solución de la superficie aleteada y la superficie total se realiza por medio de esta ecuación tanto para el interior como el exterior respectivamente.

$$\frac{S_{fi}}{S_i} = \frac{2\pi n_i b_i L}{[\pi d_i + n_i(2b_i - \delta_{fi})]L} = \frac{2n_i b_i}{\pi d_i + n_i(2b_i - \delta_{fi})} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$\frac{S_{fo}}{S_o} = \frac{2\pi n_o b_o L}{[\pi d_o + n_o(2b_o - \delta_{fo})]L} = \frac{2n_o b_o}{\pi d_o + n_o(2b_o - \delta_{fo})} \quad (\text{Ec. 23})$$



La eficacia global de la superficie  $\eta_{ov,h}$  y  $\eta_{ov,c}$  se fundamenta en las áreas de superficie y en la superficie de operación aleteada con eficacias  $\eta_{fi}$  y  $\eta_{fo}$ , tal que podemos considerar.

$$\eta_{ov,i}S_i = S_{bi} + \eta_{fi}S_{fi} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$\eta_{ov,o}S_o = S_{bo} + \eta_{fo}S_{fo} \quad (\text{Ec. 25})$$

Dónde:

$S_{bi}$ : Área de superficie básica interna

$S_{bo}$ : Área de superficie básica externa

O bien se puede emplear esta ecuación para el interior y exterior de manera similar en ambas.

$$\eta_{ov,i} = 1 - \frac{S_{fi}}{S_i}(1 - \eta_{fi}) \quad (\text{Ec. 26})$$

Y también:

$$\eta_{ov,o} = 1 - \frac{S_{fo}}{S_o}(1 - \eta_{fo}) \quad (\text{Ec. 27})$$

Dónde:

$\eta_{ov,h}$ : Eficacia global de la superficie interna aleteada

$\eta_{ov,c}$ : Eficacia global de la superficie externa aleteada

$\eta_{fi}$ : Eficacia de la superficie de operación aleteada interna

$\eta_{fo}$ : Eficacia de la superficie de operación aleteada externa

Si no hay superficie definida las ecuaciones, se simplifica a lo siguiente

$S_{fi} = S_{fo} = 0$  como resultado:

$$\eta_{ov,i} = \eta_{ov,o} = 1 \quad (\text{Ec. 28})$$

### 1.3.8. Coeficiente De Transferencia De Calor Global

En un intercambiador de calor se tienen dos flujos, uno con mayor temperatura que el otro, donde se realiza la transferencia de calor es decir el calor se transfiere del fluido caliente al fluido frío a través de cinco resistencias térmicas principales: (Jaramillo, 2007, p.11).

- En la ecuación (29) muestra la resistencia de capa convectiva de lado del fluido con mayor temperatura:

$$R_h = \frac{1}{h_h \eta_{ov,h} S_h} \quad (K/W) \quad (\text{Ec. 29})$$

Dónde:

$\eta_{ov,h}$ : Eficacia global de la superficie interna aleteada

$S_h$ : El número de Sherwood

- Resistencia producida en el preciso momento que haya intercambio de fluido caliente: Es ocasionada por la suciedad es decir acumulación de residuos indeseables que se encuentran en la superficie y actúan en el preciso momento que haya intercambio de fluido caliente.

$$R_{dh} = \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h} S_h} \quad (K/W) \quad (\text{Ec. 30})$$

- Resistencia del material en un intercambiador: Dicha resistencia es activada en el preciso momento que exista una conductividad térmica finita y que toma un valor en función del tipo de intercambiador de calor.

$$R_m = \begin{cases} \frac{\delta_m}{k_m S_m} & (K/W) \text{ paredes planas} \\ \frac{\ln(d_o)(d_i)}{2\pi k_m L n_t} & (K/W) \text{ tubos circulares} \end{cases} \quad (\text{Ec. 31})$$

Dónde:

$\delta_m$ : Espesor del metal

$S_m$ : Área superficie del metal

$n_t$ : Numero de tubos

- Ecuación para obtener la resistencia en el lado frío por suciedad.

$$R_{dc} = \frac{1}{h_{dc}\eta_{ov,c}S_c} \quad (K/W) \quad (\text{Ec. 32})$$

Dónde:

$S_c$ : El número de Schmidt

- Ecuación para obtener la resistencia de capa convectiva situada al lado del fluido con menor temperatura.

$$R_c = \frac{1}{h_c\eta_{ov,c}S_c} \quad (K/W) \quad (\text{Ec. 33})$$

La sumatoria de las resistencias listadas en las ecuaciones (29) a (33) se encuentran en serie y la resistencia total se puede expresar como:

$$\frac{1}{US} = \frac{1}{h_h\eta_{ov,h}S_h} + \frac{1}{h_{dh}\eta_{ov,h}S_h} + R_m + \frac{1}{h_{dc}\eta_{ov,c}S_c} + \frac{1}{h_c\eta_{ov,c}S_c} \quad (\text{Ec. 34})$$

Al reescribir la ecuación de forma general se le puede explicar y analizar en términos de superficie de referencia seleccionada. Si el espesor del metal es pequeño y la conductividad térmica del metal empleado es grande, por lo tanto, la resistencia térmica del metal es despreciable en conclusión la ecuación (34) se reduce a:

$$U = \frac{1}{\frac{S}{h_h\eta_{ov,h}S_h} + \frac{S}{h_{dh}\eta_{ov,h}S_h} + \frac{S}{h_{dc}\eta_{ov,c}S_c} + \frac{S}{h_c\eta_{ov,c}S_c}} \quad (\text{Ec. 35})$$

Existen otros modos de simplificar la ecuación (35) son:

- Ecuación donde el lado caliente considerando suciedad.

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c}} \quad (\text{Ec. 36})$$

- Ecuación donde se considera, lado frío suciedad.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_{dh} \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_{dc} \eta_{ov,c}} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}}} \quad (\text{Ec. 37})$$

- Ecuación donde el lado caliente no es considerado suciedad.

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}} \frac{S_h}{S_c}} \quad (\text{Ec. 38})$$

- Ecuación donde el lado frío no es considerado suciedad.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h \eta_{ov,h}} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_c \eta_{ov,c}}} \quad (\text{Ec. 39})$$

- Si tenemos un intercambiador calor no definido, se observa que:

$$\eta_{ov,i} = \eta_{ov,o} = 1$$

Tomando como referencia el lado caliente sin considerar suciedad se obtiene:

$$U_h = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \frac{S_h}{S_c}} \quad (\text{Ec. 40})$$

- Para un intercambiador no definido donde se toma como referencia el lado frío sin considerar suciedad.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} \frac{S_c}{S_h} + \frac{1}{h_c}} \quad (\text{Ec. 41})$$

Dónde:

$\delta_m$ : Espesor del metal.

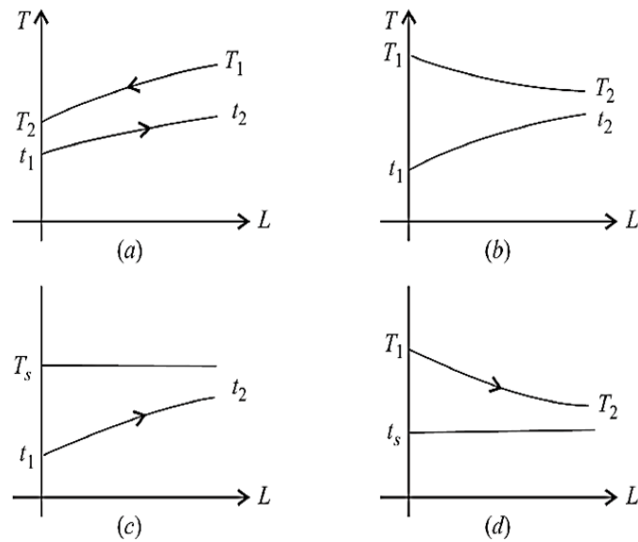
$S_m$ : Área de superficie del metal.

$n_t$ : Número de tubos.

### 1.3.9. Diferencia De Ecuación Para Temperatura Media Logarítmica (LMTD).

En la Figura (10) existen cuatro arreglos básicos que se le ha realizado a un intercambiador donde: en las ecuaciones (13) y (14) es considerada la:  $\theta_m$  (diferencia de temperatura media logarítmica), definida como.(Jaramillo, 2007, p.12).

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (\text{Ec. 42})$$



**Figura 11:** Ejemplo de diagramas: (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor fuente con temperatura en decremento.

**Fuente:** Jaramillo A. (2007).

- Ecuación para evaluar un intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador, se ve en la Figura (10.a)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln((T_1 - t_2) / (T_2 - t_1))} \quad (\text{Ec. 43})$$

- Ecuación para calcular un intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador, se ve en la Figura (10b).

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln((T_1 - t_1)/(T_2 - t_2))} \quad (\text{Ec. 44})$$

- Ecuación donde la temperatura del intercambiador es constante,  $T_s = T_1 = T_2$  y la temperatura del receptor se incrementa, se ve en la Figura(10c).

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln((T_s - t_1)/(T_s - t_2))} \quad (\text{Ec. 45})$$

- Ecuación para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante,  $t_s = t_1 = t_2$ , donde la temperatura fuente disminuye, se ve en la Figura(10d).

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln((T_1 - t_s)/(T_2 - t_s))} \quad (\text{Ec. 46})$$

### 1.3.10. Métodos De Análisis De Intercambiadores De Calor.

Este método corrige la diferencia de temperatura media logarítmica.

En intercambiadores de calor de múltiple paso y flujo cruzado no hay presencia de temperatura media logarítmica. El parámetro de temperatura  $\theta_m$  que aparece en las ecuaciones (13) y (14) es la real o diferencia de temperatura media efectiva y está relacionada a la diferencia de temperatura media logarítmica escrita anteriormente en la ecuación (42): (Jaramillo, 2007, p.14).

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln((\Delta T_1/\Delta T_2))} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln((\Delta T_2/\Delta T_1))} \quad (\text{Ec. 47})$$

Teniendo las funciones efectividad del lado frio y razón de capacidad térmica respectivamente.

$$P = \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = \frac{C_c}{C_h} \quad (\text{Ec. 49})$$

La diferencia de temperatura media efectiva en un intercambiador de múltiples pasos o de flujo cruzado,  $\theta_m$  estará relacionada a diferencia de temperatura media logarítmica mediante. (Jaramillo, 2007, p.14).

$$\theta_m = F(LMTD_c) \quad (\text{Ec. 50})$$

Y el factor de corrección está dado por:

$$F = \frac{\theta_m}{LMTD_c} \quad (\text{Ec. 51})$$

Método Efectividad-Número De Unidades De Transferencia ( $\epsilon - N_{tu}$ )

En circunstancias las temperaturas de los fluidos en las salidas constituyen en sí las incógnitas en un intercambiador de calor dado, por lo que el análisis térmico mediante la diferencia media logarítmica de temperaturas es de naturaleza iterativa y requiere tanteos. En estos casos es más conveniente emplear un método de análisis térmico basado en la efectividad que tiene un intercambiador de calor dado para transferir energía. Este método se conoce como el método efectividad-número de unidades de transferencia ( $N_{tu}$ ), el cual se describirá a continuación. (Salazar, 2001, p.41).

Con el fin de obtener la efectividad de un intercambiador de calor como:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (\text{Ec. 52})$$

El flujo real de calor transferido en el intercambiador puede calcularse fácilmente mediante balances de energía en los fluidos caliente y frío. Para un intercambiador de calor.

$$q_{max} = C_c(T_1 - t_1), \quad \text{donde } C_c < C_h \quad (\text{Ec. 53})$$

O también

$$q_{max} = C_h(T_1 - t_1), \quad \text{donde } C_h < C_c \quad (\text{Ec. 54})$$

Y en los dos se puede obtener con el intercambiador de contraflujo. Entonces, la efectividad del intercambiador se puede escribir como:

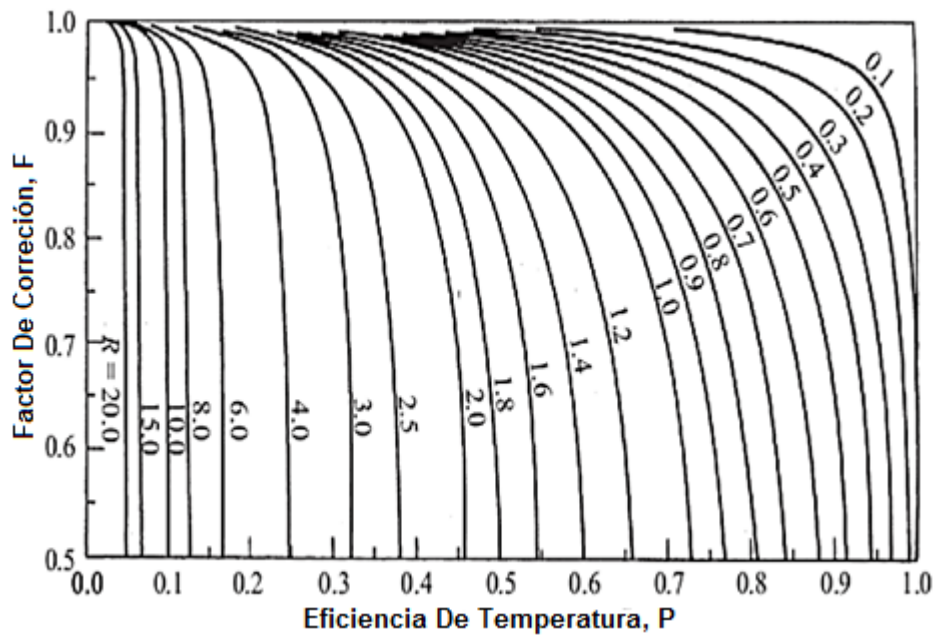
$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_2 - T_1)}{C_{min}(T_1 - t_1)} = \frac{C_c(t_2 - t_1)}{C_{min}(T_2 - t_1)} \quad (\text{Ec. 55})$$

El valor  $\epsilon$  se encuentra en un rango entre  $0 < \epsilon < 1$  y que para un valor dado de  $\epsilon$  y  $q_{max}$  la transferencia de calor real en el intercambiador será la siguiente:

$$q = \epsilon C_h(T_1 - t_1) \quad (\text{Ec. 56})$$

Por otro lado, la efectividad es una función tal que

$$\epsilon = \mathcal{F}(C^*N_{tu}, \text{arreglo del flujo en el intercambiador}) \quad (\text{Ec. 57})$$



**Figura 12:** Factor de corrección de la diferencia de temperatura entre media logarítmica para intercambiadores de calor de tubo y carcasa.

**Fuente:** Jaramillo A. (2007)

### Método $P - N_{tu,c}$

Con la ayuda del método  $P - N_{tu,c}$  en una derivada de la selección de  $C_{min}$  no abra equivocación ni confusión al momento de calcular un intercambiador de carcasa y tubos.



El método se basa en utilizar la razón de capacidad del lado frío, así que. (Jaramillo,2007, p.20).

$$N_{tu,c} = \frac{C_{min}}{C_c} N_{tu} = \begin{cases} N_{tu} & \text{para } C_c = C_{min} \\ N_{tu} C^* & \text{para } C_c = C_{max} \end{cases} \quad (\text{Ec. 58})$$

El parámetro P es la temperatura efectiva siendo similar a  $\epsilon$  efectividad del intercambiador. Esta es función de  $N_{tu}$ , R y del mejoramiento del flujo en el intercambiador.

$$P = f(N_{tu}, R \text{ mejoramiento del flujo en el intercambiador}) \quad (\text{Ec. 59})$$

En el método  $P - N_{tu,c}$ , el flujo total de calor que se da desde el fluido con mayor temperatura hacia el fluido con menor temperatura es:

$$q = P C_c (T_1 - t_1) \quad (\text{Ec. 60})$$

### Método $\psi - P$

Método  $\psi - P$  propuesto por Muller (1967) relaciona las variables del LMTD y las del método  $\epsilon - N_{tu}$ . El parámetro  $\psi$  ingresa o se introduce entre la diferencia de temperaturas real y la temperatura dirigente (la diferencia de temperaturas de los dos fluidos a la entrada  $(T_1 - t_1)$ ). (Jaramillo, 2007, p.21).

Donde:

$$\psi = \frac{\theta_m}{T_1 - t_1} = \frac{\epsilon}{N_{tu}} = \frac{P}{N_{tu,c}} \quad (\text{Ec. 61})$$

La siguiente ecuación representa al factor de corrección de la diferencia media logarítmica:

$$F = \frac{N_{cf}}{N_{tu,c}} \quad (\text{Ec. 62})$$

Donde el flujo total de calor del fluido es:

$$q = US \psi (T_1 - t_1) \quad (\text{Ec. 63})$$

$$\psi = f(P, R \text{ arreglo del flujo en el intercambiador}) \quad (\text{Ec. 64})$$

La ecuación  $\psi$  como función de P nos servirá para evaluar y solucionar intercambiadores de carcasa de dos tubos con flujo de carcasa mezclado. Mueller. (Jaramillo, 2007, p.21).

Nomenclatura:

$\epsilon$ : Efectividad

$q$ : Flujo real de calor transferido

$q_{max}$ : Flujo real de calor transferido

$C_{min}$ : Capacidad calorífica mínima

P: Temperatura efectiva

$f$ : Función

$\psi$ : Diferencia de temperatura real y temperatura dirigente

### 1.3.11. Modelo Y Simulación De Intercambiadores De Calor.

**Sistema:** Conjunto de objetos o ideas que están interrelacionados entre sí como una unidad para la consecución de un fin. También se puede definir como la porción del Universo que será objeto de la simulación (Shannon, 1988, p.1).

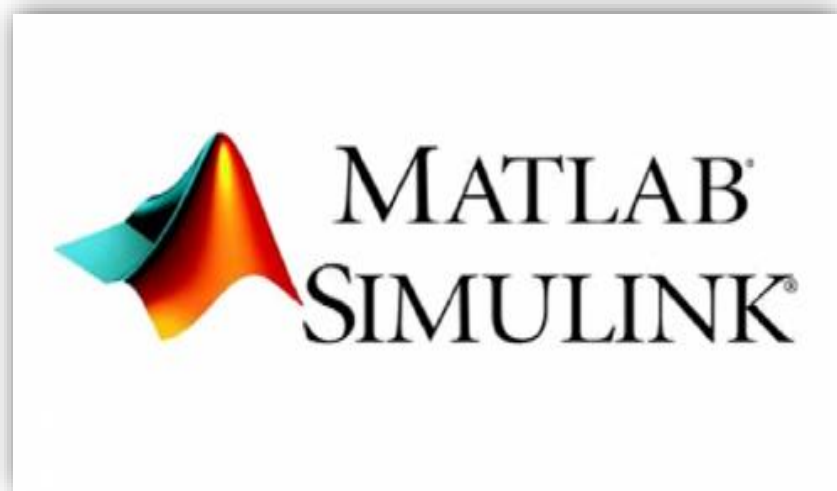
**Simulación:** Simulación es el proceso de diseñar un modelo de un sistema real y llevar a cabo experiencias con él, con la finalidad de aprender el comportamiento del sistema o de evaluar diversas estrategias para el funcionamiento del sistema (Shannon, 1988, p.1).

### 1.3.12. El Software De Diseño De Ingeniería.

#### **Matlab.**

Matlab es una herramienta importante para desarrolladores, ingenieros, Universitarios etc. Porque ayuda hacer proyectos en donde implican llevar cálculos matemáticos. Matlab tiene una amplia variedad de funciones como: análisis numérico, cálculo matricial, proceso de señal y visualización gráfica, donde las soluciones a los problemas son interpretadas de la misma forma que lo escriben.

Matlab habilita ciertos programas de apoyo especializados, para tener más campo en funciones incorporadas en el programa principal. Los Toolboxes con los que cuenta cubren áreas muy importantes en la ingeniería y simulación, señal, control robusto, estadística, matemáticas simbólicas, identificación de sistemas, simulación de sistemas dinámicos etc.



*Figura 13:* Logo de software MATLAB-SIMULINK

**Fuente:** <https://la.mathworks.com>

#### **Entorno de programación en MATLAB.**

El software MATLAB se describe en un lenguaje propio, puede realizarse de manera iterativa, mediante el archivo de script (\*.m). Este formato permite realizar funciones, cálculos, programación a objetos, matrices etc.

```

1 %Universidad del Quindío
2 %Programa Ingeniería Electronica
3 %Julian Andres Rodriguez
4 %Codificacion de linea
5 %Primer nombre en codigo ASCII 8 bits : JULIAN
6 h='0 1 0 0 1 0 1 0 0 1 0 1 0 1 0 1 0 0 1 1 0 0 0 1 1 0 0 1 0 1 0 0 0 1 0 1 0 0 0 1 0 1 0 0'
7 t=0:0.001:1; %tiempo del vector
8
9 %NO RETORNO A CERO (L DE NIVEL)
10 sNRZL=ones(1,length(t)); %Tension +V
11 sNRZL=ones(1,length(t)); %Tension -V
12 vector=[]; %Variable para guardar los valores del codigo NRZ
13 for i=1:length(h);
14     if h(i)=='1'
15         vector=[vector sNRZL];
16     else
17         vector=[vector sNRZL];
18     end
19 end
20 t1=(length(vector)-1)*0.001; %Tiempo para la graficacion de la señal codificada
21 tcl=0:0.001:t1;
22
23 figure(1);
24 subplot(4,1,1);

```

**Figura 14:** Programación realizada en el software MATLAB  
**Fuente:** <https://la.mathworks.com>

#### 1.4. Formulación del problema.

¿Cuáles serán las características del diseño paramétrico de un sistema de enfriamiento de agua para una máquina extrusora en la empresa de sacos El Águila? S.R.L?

#### 1.5. Justificación e importancia del estudio.

##### 1.5.1. Justificación Técnica

El tema de desarrollo de este proyecto de investigación va a contribuir en el diseño paramétrico de intercambiadores de calor específicos para el respectivo trabajo que realizarán, mediante la elaboración de una programación con ecuaciones genéricas usando un entorno amigable.

##### 1.5.2. Justificación Económica

En el País hay una amplia variedad de intercambiadores de calor y están estandarizados la gran mayoría, la realización de software de simulación ayudará a elegir el equipo más apropiado para el respectivo trabajo que se le asigne, haciendo el proceso más eficiente e incrementando su rentabilidad al proceso.

### **1.5.3. Justificación Ambiental**

El intercambiador de calor de carcasa y placas son los más usados en las industrias, la generación de entansía (capacidad de un cuerpo de transferir calor) y la disipación de entansía es muy importante. El desarrollo del software de programación ayudará a elegir acciones concretas para la optimización de los intercambiadores de calor. Para evaluar el impacto ecológico que se presentan en los intercambiadores de calor.

## **1.6. Objetivos.**

### **1.6.1. Objetivos General**

Diseñar paramétricamente un sistema de enfriamiento, evaluar el comportamiento del intercambiador de calor y seleccionar que mecanismo es el más eficiente para el enfriamiento de agua de una máquina extrusora de polipropileno, en la empresa El Águila S.R.L.

### **1.6.2. Objetivo Específicos**

- Identificar las necesidades de la institución mediante entrevistas.
- Seleccionar la documentación referente a equipos y software de simulación de intercambiadores de calor correspondiente a códigos, normas estándares o recomendaciones.
- Definir los requerimientos de la empresa en términos ingenieriles.
- Desarrollar el modelo matemático para el intercambiador de calor idóneo según los requerimientos de la planta.
- Diseñar una programación usando MATLAB para las ecuaciones genéricas obtenidas de la investigación.

# **Capítulo II: MÉTODOS**

## II. MÉTODOS

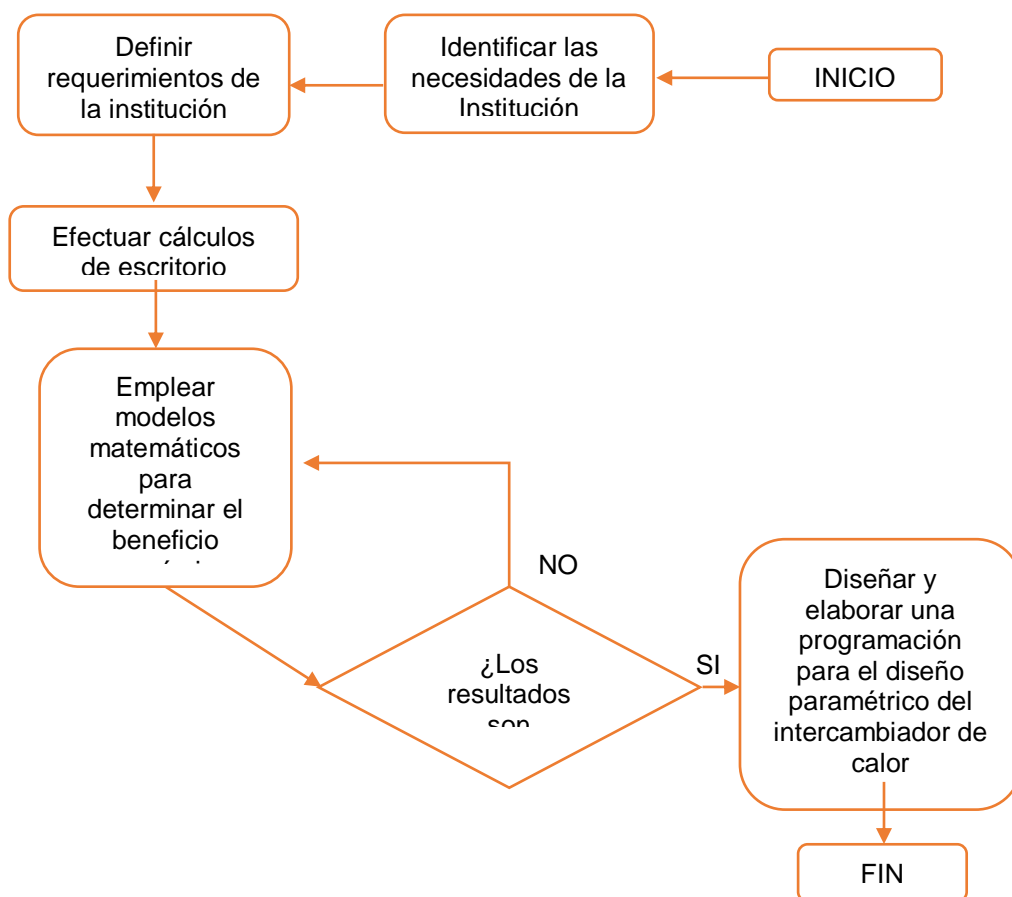
### 2.1. Tipo y diseño de investigación.

Este trabajo corresponde a una investigación cuantitativa dada que en el cálculo y desarrollado se manipulan y analizan relaciones entre variables físicas y termo físicas ambas de tipos cuantitativos.

### 2.2. Método de investigación

#### 2.2.1. Metodología de diseño

La metodología empleada en este trabajo se basa en la propuesta por (Eggert, 2010; Dieter y Schmidt, 2013) en la Figura (15) se detalla un diagrama de flujo con la metodología empleada.



**Figura 15:** diagrama de flujo con la metodología empleada

**Fuente:** Propia

### **2.3. Población y muestra**

No aplicable en este tipo de investigación

### **2.4. Variables y operacionalización.**

Debido al diseño paramétrico de un enfriador de agua caliente a fría. Para lograr la elección y definición de cada uno de ellos se realiza por medio de variables y Operacionalización de las variables.

#### **2.4.1. Parámetros de definición del problema**

- T3: temperatura del agua que sale del intercambiador de calor que ingresa a máquina extrusora
- T4: temperatura del agua que salida de maquina extrusora e ingresa al intercambiador de calor

##### **2.4.1.1. Variables de diseño**

- Flujo másico del agua (Kg/h)
- T1 (°C): temperatura del agua que sale del refrigerante chillers que ingresa al intercambiador de calor
- T2 (°C): temperatura del agua que sale del intercambiador de calor que ingresa al refrigerante chillers

##### **2.4.1.2. Variables de solución**

- Eficiencia (adimensional)
- Dimensiones (mm)

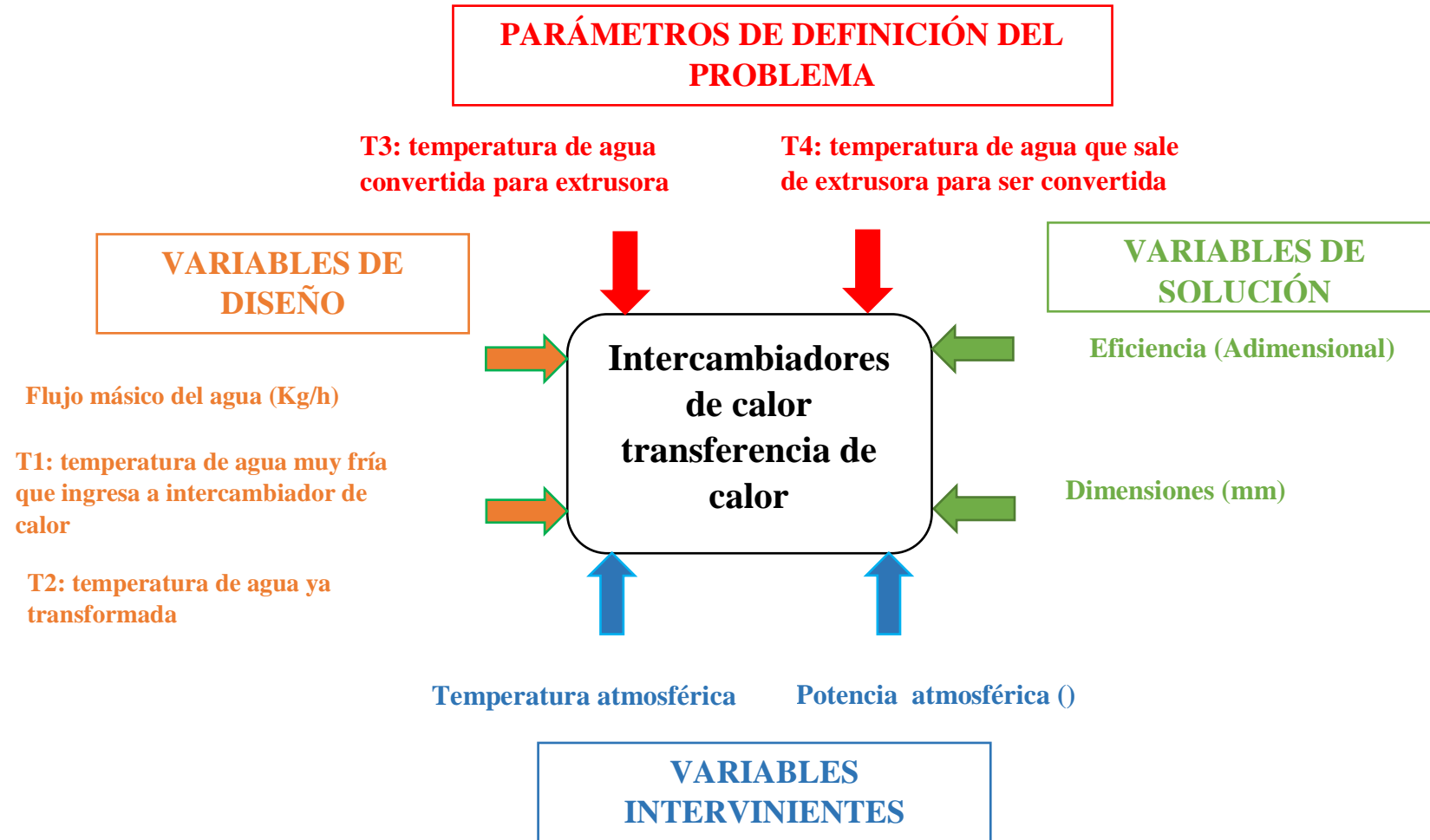
##### **2.4.1.3. Variables intervinientes**

- Potencia atmosférica
- Temperatura atmosférica



Figura 16: Diagrama de caja negra para intercambiadores de calor analizada con el método parámetros de variables

Fuente: Propia



## **2.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.**

A continuación, se describirán las siguientes técnicas de recolección de datos

### **2.5.1. Guía de observación:**

El uso de esta técnica nos permite describir, conocer, comparar, aprender, y registrar datos en el estudio realizado en el campo también se realiza las vistas pertinentes al are de extrusión en la empresa de sacos el águila S.R.L

### **2.5.2. Entrevistas:**

Esta técnica nos permitirá la obtención de información indispensable mediante el dialogo con el ingeniero y personal de mantenimiento que tienen conocimiento de intercambiadores de calor del área de trabajo para la conversión de agua fría para ser distribuida a máquina extrusora de polipropileno.

### **2.5.3. Encuestas:**

Con este procedimiento de investigación podremos obtener información de las personas relacionadas en el funcionamiento de intercambiadores de calor, jefe de área, jefe de mantenimiento, técnicos, etc. Para para así poder conocer la realidad actual de la conversión de agua por transferencia de calor.

### **2.5.4. Información bibliográfica:**

Mediante este procedimiento lograremos recopilar, analizar y contrastar información de diferentes fuentes, entre ellos tenemos libros, tesis, revistas. Papers, etc., con el objetivo de obtener un grupo de ecuaciones que permitan evaluar el rendimiento de distintos tipos de intercambiadores de calor

### **2.5.5. Instrumentos de recolección de datos**

Se emplearán los siguientes instrumentos de investigación

### **2.5.6. Guía de revisión de documentaria**

Las guías a utilizar en el área de refrigeración y consumo de energía, tendrán un formato a conocer como es su producción.

### **2.5.7. Cuestionario**

Con la ayuda del ingeniero jefe de mantenimiento entrevistaremos al gerente de la empresa para solicitar autorización de entrada al área de extrusión adquiriendo información. También se dialogará con los supervisores de turno de cada área con el fin de conocer a detalle el funcionamiento de la maquina extrusora de polipropileno

## **2.6. Métodos de análisis de datos.**

De los datos obtenidos por las entrevistas se realizará un cuadro de doble entrada donde se detallará las respuestas a cada pregunta obtenida por cada entrevistado, de dichos resultados se resaltará la tendencia de los datos para tomar como referencia en los cálculos

## **2.7. Aspectos éticos.**

Los criterios que tendremos en cuenta serán la base para nuestros valores personales como la responsabilidad, honestidad, dedicación y profesionalismo teniendo en cuenta el respeto a la ética profesional del colegio de ingenieros del Perú (CIP)

**Código de ética del CIP (Colegio de ingenieros del Perú) aprobada en la III SECCIÓN ORDINARIA del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998 –1999 en la ciudad de Tacna 22, 23, 24 de abril de 1999.**

Art. 1 –los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente, tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales.

Art. 5 – los ingenieros cuidarán que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando un abuso o dispendio, respetaran y harán respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente.

# **Capítulo III:**

# **RESULTADOS**

### **III. RESULTADOS**

#### **3.1 Determinación de los requerimientos de la Empresa “El Águila S.R.L.”**

En el Anexo I se encuentra el modelo de encuesta propuesta para identificar las necesidades de la empresa “El Águila S.R.L” referentes al enfriamiento del agua. Por otro lado, en el Anexo II se tiene información resumida relacionada con los parámetros de funcionamiento de la línea de extrusión PET. Por último, en la sección 3.3 de la presente investigación se detallan las variables de entrada que servirán para inicio del diseño paramétrico de sistema de enfriamiento de agua.

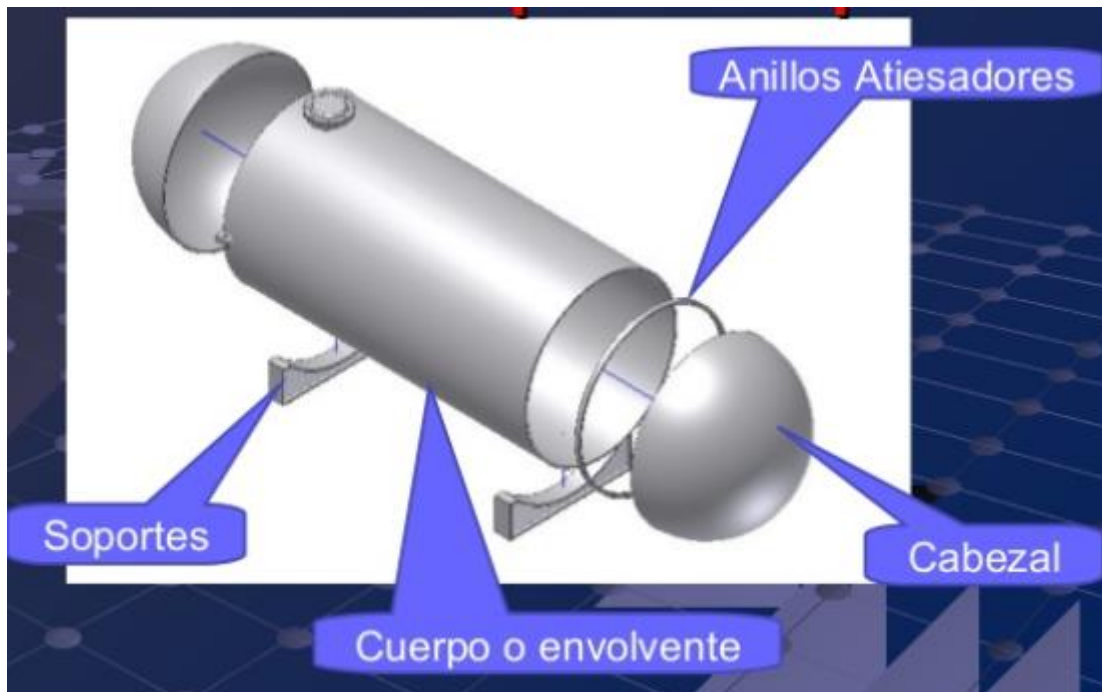
#### **3.2 Normativa ASME Sección VIII. División 1**

El Código ASME (American Society of Mechanical Engineers) especifica los materiales y normas para la construcción de recipientes a presión, en donde, el intercambiador de calor de tubo y coraza es considerado como un recipiente de baja presión interna. (Figura 17) El código ASME sección VIII división 1, se observan las siguientes recomendaciones para la fabricación de algunos componentes del intercambiador de calor de tubo y coraza.

Para el espesor de los espejos, coraza, cabezal, bridas, etc. se debe considerar el espesor del recubrimiento. Los materiales para los recubrimientos son láminas de acero cromado, SA-263, acero-níquel-cromo, SA-264, acero baleado con níquel, SA-265, aceros inoxidable y otros materiales resistentes a la corrosión de los fluidos de operación del equipo. Estos recubrimientos se deben aplicar al material base por medio de soldadura de arco, y el material del metal de aporte debe ser de la misma composición del material de recubrimiento.

También especifica diferentes espesores, factores de empaques y esfuerzos permitidos de los diferentes materiales de los empaques tales como, asbestos, fibras de asbesto o vegetales, cobre, cromo, níquel, etc. los cuales dependen del fluido de los tubos y de la coraza al igual que la temperatura y de la presión de operación del equipo.

Por último, especifica el diseño de algunos componentes del intercambiador de aceros al carbono y aceros de baja aleación, proporcionando ecuaciones para determinar el espesor o presión interna de la coraza cilíndrica, cabezales, boquillas y espejos dependiendo de las condiciones iniciales que se tenga. Para determinar el espesor de las boquillas y coraza cilíndricas, fabricadas de tubos, se emplean las mismas ecuaciones y la resistencia a la corrosión permitida. (Anexo III)



*Figura 17: Partes de un Recipiente de Baja Presión Interna*

**Fuente:** Código ASME VIII – División 1.

### 3.3. Parámetros de diseño de enfriamiento

#### 3.3.1 Temperaturas

Una vez realizada el levantamiento de información a través de las encuestas y siguiendo las recomendaciones según el Código ASME VIII – Sección 1 se resumen los parámetros de entrada para para la temperatura en condiciones de enfriamiento:

$t_{h1}$  = Temperatura de entrada en el transportador de enfriamiento = 21°C, si la temperatura es menor favorece al sistema de enfriamiento.

$t_{h2}$  = Temperatura de salida en el transportador de enfriamiento = 25°C.

### **El pH**

El pH del agua debe mantenerse en  $6.5 \pm 1.0$  para medir y ajustar los niveles de acidez en el agua de enfriamiento.

### **El flujo de agua de refrigeración**

El índice recomendado de flujo de agua es de aproximadamente de 3 – 5 L/s por 1kg/min de polipropileno extruido.

El flujo requerido con las especificaciones técnicas es:

$$Q_h = \text{caudal sugerido} = 946 \text{ L/min} = 250 \text{ GPM}$$

$$\dot{m}_h = \text{maximo flujo en el sistema secundario} = 15.76 \text{ kg/s}$$

### **3.3.2 Caudal del sistema**

Se calculará el balance de energía en el sistema primario y secundario para la torre de enfriamiento en el requerimiento del caudal.

$$\dot{m}_h * c_{p_h} * (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c * c_{p_c} * (T_{c2} - T_{c1})$$

$$15.7 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{4.188\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{c}} * (25 - 21) = \dot{m}_c * \frac{4.188\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{c}} * (22 - 18)^\circ\text{c}$$

$$Q_c = 0.0159 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 940 \text{ L/min}$$

$$Q \text{ sistema primario} = 57\text{m}^3/\text{h}$$

### **3.3.3 Torre de enfriamiento del sistema**

Ecuación para la determinación de la capacidad de enfriamiento de la torre:



$$P = Cp * \dot{m} * \Delta T \quad \text{Ec (64)}$$

$P$  = Capacidad de Enfriamiento (KW)

$Cp$  = Calor específico del agua a una temperatura media= 4.188 KJ/Kg°K

$\dot{m}$  = flujo másico= Kg/s

$\Delta T$  = Variación de temperatura.

$t_{c1}$  = temperatura de entrada a la torre de enfriamiento= 22°C

$t_{c2}$  = temperatura de salida de la torre de enfriamiento= 18°C

$$P = 4.188 \frac{KJ}{Kg * ^\circ K} * 4^\circ K * 15.69 \frac{Kg}{s}$$

$$P = 263 \text{ KW}$$

$$P = 263 \text{ KW}$$

$$P = 226140.55 \frac{Kcal}{h}$$

### 3.3.4 Selección de la torre de enfriamiento

Cumplimientos para la torre de enfriamiento:

- Caudal del agua que ingresa a la torre = 57m<sup>3</sup>/h
- Temperatura de agua caliente que ingresa a la torre = 22 °C
  
- Temperatura de agua fría que sale de la torre = 18 °C
- Potencia de enfriamiento = 226140.55  $\frac{Kcal}{h}$

Datos de operación en el sistema de enfriamiento:

Capacidad de refrigeración:	2000000 $\frac{Kcal}{h}$
Tasa de recirculación de:	253 $m^3$
Diferencial de temperatura:	26 – 18 °C
Capacidad del sistema aproximada:	40 $m^3$
Temperatura de bulbo húmedo:	16 °C
Agua de reposición:	60 – 70 $m^3/dia$
Tiro del aire:	Inducido
Flujo del aire:	Cruzado
Tipo de relleno:	Redes trapezoidales
Modelo del ventilador:	9E M2 2.24 KPF8
Diámetro del ventilador:	2240mm
Rotación del ventilador:	500RPM
Velocidad periférica	58.6 $Kcal/h$
Trasmisión	Bandas y poleas relación 1:1.0
Potencia consumida:	17 Cv
Potencia nominal del motor:	20Cv
Motor eléctrico tipo:	TFVE, IPW – 55, Clase B, 14 polos, 60 Hz
Tensión de ligación del motor:	20 / 380 / 440
Pérdida de agua por evaporación:	1.18%
Pérdida de agua por arrastre:	0.01%
Presión sonora del ventilador a 2m:	84 +/- 2 dB(A)
Admisión de are a la torre:	4 lados
Dimensiones externas:	4170 x 4170 x 5110 mm

### 3.3.5 Selección de bomba primaria

Para seleccionar la bomba primaria se debe determinar la caída de altura útil debido a diferencia de energía potencial y pérdidas por fricción dentro de las tuberías y accesorios. Además, para la determinación de las constantes térmicas se hará de la tabla de propiedades termodinámicas conforme el Anexo 4.

$$TDH = H_{est} + H_{din} \text{ Ec (65)}$$

$$TDH = 10m + \left( \frac{f * L}{D} + K \right) * \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$TDH = 10m + \left( \frac{f * L}{D} + K \right) * \frac{Q^2}{2gA^2}$$

Donde:

$TDH$  = Caída de Altura útil total [m]

$H_{est}$  = Caída de Altura generada por la energía potencial [m]

$H_{din}$  = Caída de Altura por fricción en tuberías y accesorios [m]

$f$  = fricción

$L$  = Longitud de tubería. [m]

$D$  = Diámetro [m]

$g$  = Gravedad [9.81 m/s<sup>2</sup>]

$A$  = Área transversal

$V$  = Velocidad de desplazamiento del Fluido

$K$  = Constante de fricción de accesorio

$$Le = Le_1 + Le_2 + Le_3$$

$$Le = Lr_i \left( \frac{Dint_{ref}}{Dint_1} \right)^5$$

$$Dint_{ref} = 4'' = 0.101 m$$

$$Le_{4''} = Lr_{4''} = 111m$$

$$Le_{6''} = Lr_{6''} \left( \frac{Dint_{ref4''}}{Dint_{6''}} \right)^5$$

$$Le_{6''} = 40m \left( \frac{0.101m}{0.1m} \right)^5$$

$$Le_{6''} = 45.26m$$

$$Le_{8''} = Lr_{8''} \left( \frac{Dint_{ref4''}}{Dint_{8''}} \right)^5$$

$$Le_{8''} = 175m \left( \frac{0.101m}{0.21m} \right)^5$$

$$Le_{8''} = 5.46m$$

$$Le = 111m + 5.26m + 5.46m$$

$$Le = 121.72m$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51Re}{\sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)$$

Donde:

$\varepsilon$  = Rugosidad [m]

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

$\rho$  = Densidad [ $m^3/kg$ ]

$\mu$  = viscosidad dinámica [Pa.s]

$$Re = \frac{\rho QD}{\mu A}$$

$$Re = \frac{4\rho Q}{\mu \pi D}$$

$$\rho_{H2O} = 998Kg/m^3$$

$$\mu_{H2O} = 1.1 * 10^{-3}Ns/m^2$$

$$Re = \frac{4(998Kg/m^3)(0.04m^3/s)}{\pi(1.1 * 10^{-3}Ns/m^2)(0.15m)}$$

$$Re = 308046.8$$

$$f = 0.02677$$

**Tabla N°5:** Pérdida de fricción en accesorios del sistema primario

ACCESORIOS	K	CANTIDAD	$\Sigma K$
<b>Codo 90°</b>	30	38	1140
<b>T</b>	20	10	200
<b>Reducciones</b>	70	6	420
<b>Válvula mariposa</b>	45	9	405
<b>Válvula Check</b>	100	2	200

**Fuente:** Mott (2015)

Por lo que, según la Tabla N°5 los valores suma de las constantes de fricción en todos los accesorios presentes en el sistema de enfriamiento queda definido por:

$$\sum K = 2365$$

**Pérdida en el Intercambiador de Calor:**

$$hf = \frac{\Delta P}{\gamma_{H2O}}$$

$$\gamma_{H2O} = 9786 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = 1 \text{ bar} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$hf = \frac{100000 \text{ N/m}^2}{9786 \text{ N/m}^3}$$

$$hf = 10.2186 \text{ m}$$

**Pérdida en el Filtro:**

$$hf = \frac{\Delta P}{\gamma_{H2O}}$$

$$\gamma_{H2O} = 9786 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = 1 \text{ bar} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$hf = \frac{100000 \text{ N/m}^2}{9786 \text{ N/m}^3}$$

$$hf = 10.2186 \text{ m}$$

$$TDH = 10 \text{ m} + \left( f \frac{Le}{Di} + f \sum k \right) \left( \frac{Q^2}{2gA^2} \right) + 2hf_{\text{Interc+filtro}}$$

$$TDH = 10 \text{ m} + \left( 0.02677 \frac{121.72 \text{ m}}{0.101 \text{ m}} + 0.02677(2365 \text{ m}) \right) * \frac{Q^2}{2 * 9.81 * 0.0176^2} + 2(10.21)$$

$$TDH = 30.42 + 15573.02Q^2$$

$$P = TDH * \gamma_{H2O}$$

$$P = 55.66m \times 9786N / m^3$$

$$P = 544688.76Pa$$

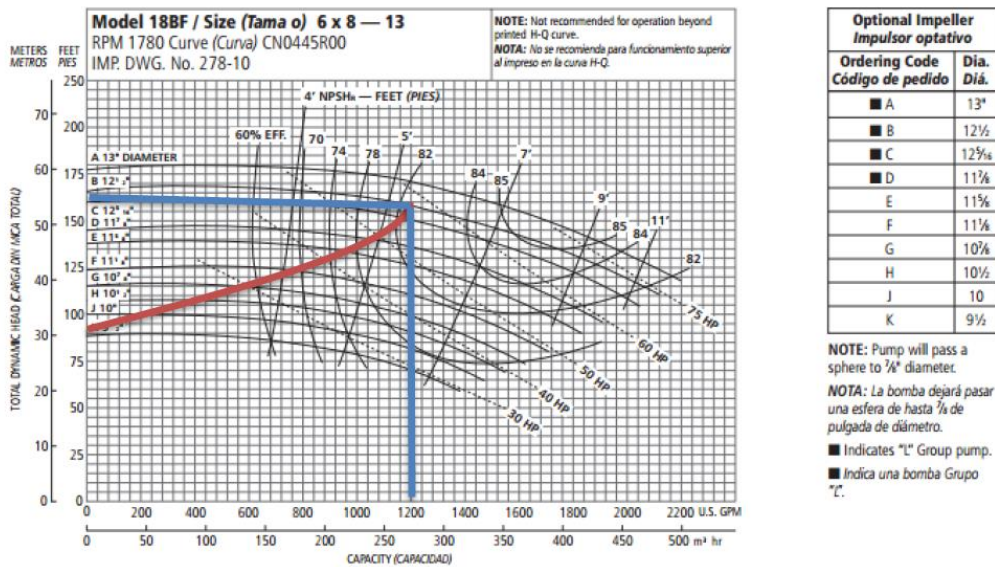
$$Pot = Q \times P$$

$$Pot = 0.04m^3 / s \times 544688.76Pa$$

$$Pot = 21787.5W$$

$$Pot = 21.78KW$$

**Performance Curves – 60 Hz, 1780 RPM**  
**Curvas de desempeño – 60 Hz, 1780 RPM**



**Figura 18:** Curva operación de la bomba del sistema primario

**Fuente:** Propia

### Datos de operación:

Con un caudal de operación de  $0.075 \text{ m}^3/\text{s}$  se seleccionó una bomba que suministrara al sistema primario en la torre de enfriamiento.

En la figura 18 muestra la curva de la bomba para el valor más adecuado.

$$Q = 1200 \text{ Gpm} = 0.075 \text{ m}^3/\text{s} = 270 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 56 \text{ m}$$

$$\eta = 82\%$$

Características que suministrara el sistema secundario:

- Diámetro de succión: 6"
- Diámetro de descarga: 8"
- Diámetro del impulsor: 12 1/2"
- Motor eléctrico: 60 Hp
- Rpm: 1770 60 Hz

### 3.3.6 Selección de bomba secundaria

Los parámetros de diseño para seleccionar esta bomba, parten de los datos de operación del caudal de enfriamiento de la línea de extrusión.

$$TDH = H_{est} + H_{din}$$

$$TDH = 6 \text{ m} + \left( \frac{f * L}{D} + K \right) * \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$TDH = 6 \text{ m} + \left( \frac{f * L}{D} + K \right) * \frac{Q^2}{2gA^2}$$



$$Le = Le_1 + Le_2 + Le_3$$

$$Le = Lr_1 \left( \frac{Dint_{ref}}{Dint_1} \right)^5$$

$$Dint_{ref} = 1 * 1/2" = 0.038 m$$

$$Le_{3"} = Lr_{3"} \left( \frac{Dint_{ref} * 1/2"}{Dint_{3"}} \right)^5$$

$$Le_{6"} = 30m \left( \frac{0.038m}{0.07m} \right)^5$$

$$Le_{6"} = 0.9375m$$

$$Le_{2"} = Lr_{2"} \left( \frac{Dint_{ref} * 1/2"}{Dint_{2"}} \right)^5$$

$$Le_{2"} = 6m \left( \frac{0.038m}{0.05m} \right)^5$$

$$Le_{2"} = 1.42m$$

$$Le_{1*1/2"} = Lr_{1*1/2"} = 59m$$

$$Le = 0.9375m + 1.42m + 59m$$

$$Le = 61.357m$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51Re}{\sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)$$

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$

$$Re = \frac{\rho Q D}{\mu A}$$

$$Re = \frac{4lQ}{\mu \pi A}$$

$$l_{H_2O} = 998 \text{Kg/m}^3$$

$$\mu_{H_2O} = 1.1 * 10^{-3} \text{Ns/m}^2$$

$$Re = \frac{4(998 \text{Kg/m}^3)(0.013 \text{m}^3/\text{s})}{\pi(1.1 * 10^{-3} \text{Ns/m}^2)(0.038 \text{m})}$$

$$Re = 395191.6$$

$$f = 0.006$$

**Tabla N°6:** Pérdida de fricción en accesorios del sistema secundario

ACCESORIOS	K	CANTIDAD	$\Sigma K$
Codo 90°	30	10	300
T	20	15	300
Válvula de compuerta	8	2	16
Válvula mariposa	45	8	360
Válvula Check	100	2	200

**Fuente:** Mott (2015)

Los valores de K fueron tomados de la tabla N°6:

$$\sum K = 1176$$

**Pérdida en el Intercambiador de Calor:**

$$hf = \frac{\Delta P}{\gamma H_2O}$$

$$\gamma_{H2O} = 9786 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = 1 \text{ bar} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$hf = \frac{100000 \text{ N/m}^2}{9786 \text{ N/m}^3}$$

$$hf = 10.2186 \text{ m}$$

**Pérdida en el Filtro secundario:**

$$hf = \frac{\Delta P}{\gamma_{H2O}}$$

$$\gamma_{H2O} = 9786 \text{ N/m}^3$$

$$\Delta P = 1 \text{ bar} = 100000 \text{ N/m}^2$$

$$hf = \frac{100000 \text{ N/m}^2}{9786 \text{ N/m}^3}$$

$$hf = 10.2186 \text{ m}$$

$$TDH = 6m + \left( f \frac{Le}{Di} + f \sum k \right) \left( \frac{Q^2}{2gA^2} \right) + \left( f_2 \frac{Le_2}{Di_2} + f_2 \sum k_2 \right) \left( \frac{(Q/2)^2}{2gA_2^2} \right) + \left( f_3 \frac{Le_3}{Di_3} + f_3 \sum k_3 \right) \left( \frac{(Q/4)^2}{2gA_3^2} \right) + 2hf_{\text{Interc+filtro}}$$

$$TDH = 6m + \left( 0.006 \frac{61.35m}{0.038m} + 0.006(1176m) \right) \frac{0.013^2}{2 * 9.81 * 0.002^2} + 2(10.2186)$$

$$TDH = 6m + 2.15(9.686 + 7.056) + 20.4372$$

$$TDH = 62.42m$$

$$P = TDH * \gamma_{H2O}$$

$$P = 55.66m * 9786 \text{ N/m}^3$$

$$P = 544688.76 \text{ Pa}$$

$$Pot = Q \times P$$

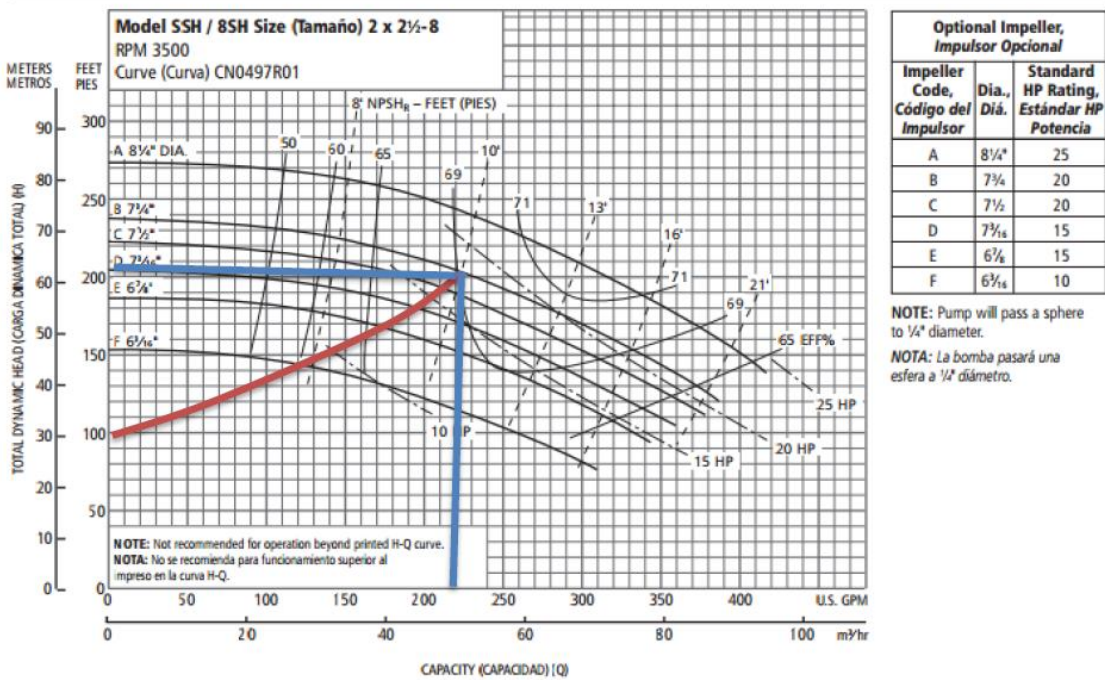
$$Pot = 0.013 \text{ m}^3 / \text{s} \times 1023732 \text{ Pa}$$

$$Pot = 13308.5 \text{ W}$$

$$Pot = 13.3 \text{ KW}$$

$$Pot = 18 \text{ HP}$$

**Performance Curves – 60 Hz, 3500 RPM**  
**Curvas de Funcionamiento – 60 Hz, 3500 RPM**



**Figura 19:** Curva operación de la bomba del sistema secundario

**Fuente:** Propia

**Datos de Operación**

Conforme Figura 19, con el caudal de 0.013 m<sup>3</sup>/s, y una carga total de 62.42 m.

$$Q = 230 \text{ Gpm} = 0.014 \text{ m}^3 / \text{s} = 52.23 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H = 63 \text{ m}$$

$$\eta = 69\%$$

Características que suministrará el sistema secundario:

- Diámetro de succión: 2”
- Diámetro de descarga: 2 ½”
- Diámetro del impulsor: 7 ¾”
- Motor eléctrico: 20 Hp
- Rpm: 3450 60Hz

### 3.4. Diseño térmico

Diseño térmico para seleccionar el intercambiador de calor en el sistema secundario:

#### **Datos de partida:**

##### **Agua torre de enfriamiento**

Temperatura de enfriamiento = 22 °C

Temperatura de enfriamiento = 18 °C

##### **Agua de la extrusora**

Temperatura de transp. de enfriamiento = 21 °C

Temperatura de transp. de enfriamiento = 25 °C

Se iniciará el cálculo de intercambio de calor en la transferencia con la siguiente ecuación.

$$Q = A * U * LMTD$$

Dónde:

**Q** = Calor transferido por unidad de tiempo

**A** = Área de placa

**U** = Coeficiente global de transferencia

**LMTD** = Diferencial de temperatura logarítmica

$$A = \frac{Q}{U * LMTD}$$

$$Q = 15.7 \frac{Kg}{s} * 4.188 \frac{Kj}{Kg * ^\circ C} * (25 - 21)$$

$$Q = 262504 W$$

Luego, se determina el diferencial de temperatura logarítmica.

$$LMTD = \frac{(T_{cal, ent} - T_{fria, sal}) - (T_{cal, sal} - T_{fria, ent})}{Ln \left( \frac{T_{cal, ent} - T_{fria, sal}}{T_{cal, sal} - T_{fria, ent}} \right)}$$

Ahora tomamos la ecuación para el agua de la extrusora en la temperatura de entrada =  $21^\circ C \approx 20^\circ C$

$$LMTD = \frac{(25^\circ C - 22^\circ C) - (20^\circ C - 18^\circ C)}{Ln \left( \frac{25^\circ C - 22^\circ C}{20^\circ C - 18^\circ C} \right)}$$

Luego se obtuvo el coeficiente global de transferencia

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{caliente}} + \frac{1}{h_{fria}} + \frac{\Delta X}{K}$$

Dónde:

**U** = Coeficiente global de transferencia de calor

**ΔX** = Espesor de la placa, 0.5mm medida de calor

**K** = Coeficiente de conductividad térmica, 15 w/m.°K

**h** = Coeficiente local de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{caliente}} + \frac{1}{h_{fria}} + \frac{\Delta X}{K}}$$

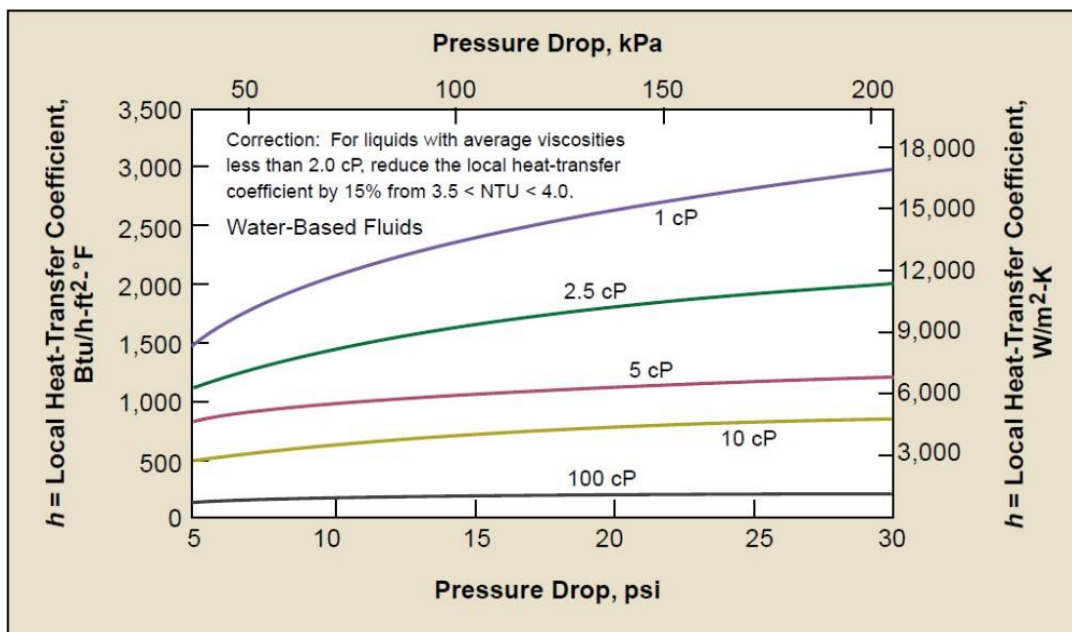
Se consideró el número de unidades de transferencia

$$NTU_{caliente} = \frac{T_{cal, ent} - T_{cal, sal}}{LMTD}$$

$$NTU_{caliente} = \frac{25 - 20}{2.4663}$$

$$NTU_{caliente} = 2.0274$$

Como se puede observar en la Figura 20, la cual indica el coeficiente de calor de acuerdo a la caída de presión.



**Figura 20:** Coeficiente local de transferencia con 2 NTU caliente

**Fuente:** Propia

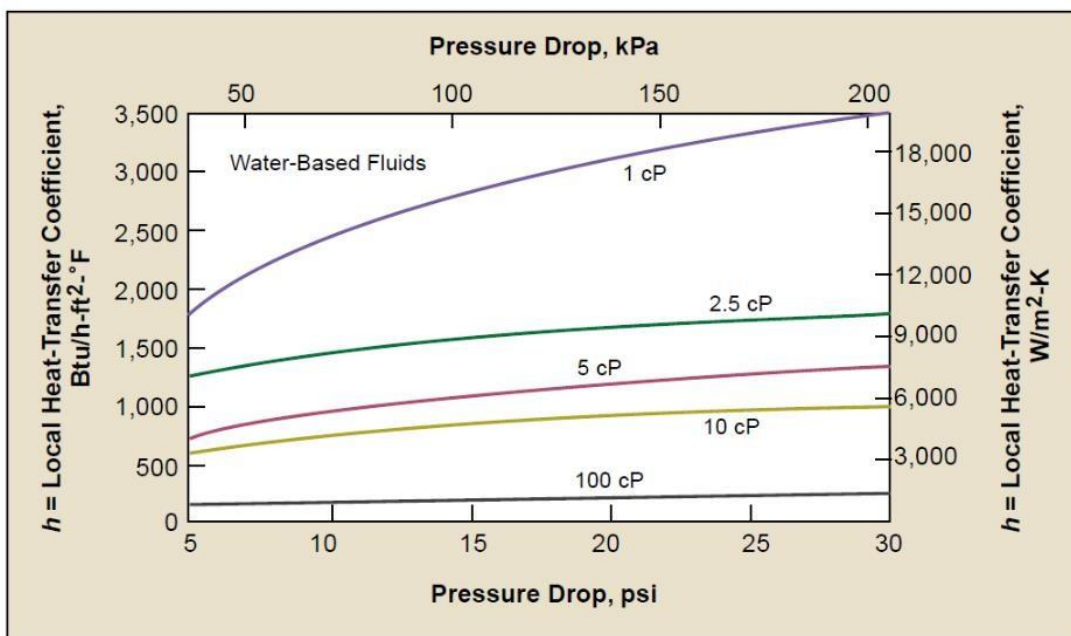
$$h_{caliente} = 17000 \frac{W}{m^2 * ^\circ K}$$

$$NTU_{fria} = \frac{t_{fria, sal} - t_{fria, ent}}{LMTD}$$

$$NTU_{fria} = \frac{22 - 18}{2.4663}$$

$$NTU_{fria} = 1.3219$$

De igual forma se puede observar en la Figura 21, el coeficiente de calor de acuerdo a la caída de presión.



**Figura 21:** Coeficiente local de transferencia con 0.25 a 2 NTU fría

**Fuente:** Propia

$$hfria = 20000 * \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{17000 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}} + \frac{1}{20000 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}} + \frac{0.0005m}{15 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}}}$$

$$U = \frac{1}{0.000142}$$



$$U = 7042.2535 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$A = \frac{262504W}{7042.2535 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} * 2.4663^\circ K}$$

Obteniendo un área de transferencia de calor requerido = 15.1 m<sup>2</sup>

### **Selección del intercambiador de calor**

Factores que debe cumplir el intercambiador de calor:

- Área requerida de transferencia de calor = 15.1 m<sup>2</sup>
- Espacio reducido de operación
- Fácil mantenimiento
- Soporte efectivo de repuestos y asesoría

$$\text{Área por placa de ALFA LAVAL} = 0.8m * 0.35m$$

$$\text{Área por placa de ALFA LAVAL} = 0.28 m^2$$

Es decir, entonces:

$$\text{Placas necesarias} = \frac{15.1 m^2}{0.28m^2}$$

$$\text{Placas necesarias} = 54$$

**Tabla N°7:** Datos de operación del equipo

<b>Fluido</b>	<b>Lado caliente agua</b>	<b>Lado frío agua</b>
<b>Caudal</b>	50 m <sup>3</sup> /h	49.9 m <sup>3</sup> /h
<b>Temperatura entrada</b>	25°C	18°C
<b>Temperatura</b>	21°C	22°C
<b>Densidad</b>	996.6 Kg/m <sup>3</sup>	997.4 Kg/m <sup>3</sup>
<b>Viscosidad de entrada</b>	Cp 0.895	Cp 1.06
<b>Viscosidad de salida</b>	Cp 0.983	Cp 0.960
<b>Presión diseñada</b>	5 bares	5 bares

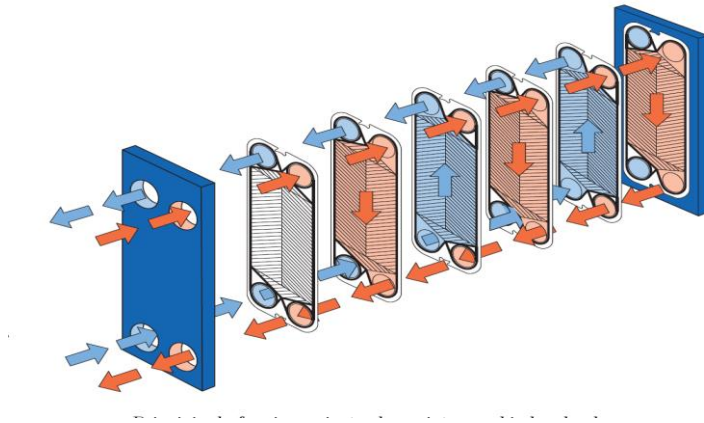
**Fuente:** Propia

### **Tanque de recolección de agua**

La principal tarea de este tanque es almacenar el agua de enfriamiento proveniente del sistema y además el mismo debe proveer el agua suficiente para el enfriamiento.

### **Capacidad y dimensionamiento del tanque**

Este tanque debe recolectar el agua que se va enfriando en la cinta transportadora, y abastecer con agua necesaria en el funcionamiento de los aspersores de enfriamiento. (Figura 22)



**Figura 22:** Sistema de enfriamiento

**Fuente:** Guerra, (2017)

$$\text{Volumen del tanque} = 3m^3 + 3m^3 + 1m^3$$

$$\text{Volumen del tanque} = 7m^3$$

Cálculo del diámetro y altura del tanque.

$$7m^3 = \pi * r^2 * h$$

$$r = 1m$$

$$h = 2.2m$$

Ecuación para el cálculo del espesor:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6(P)} * 2$$

Dónde:

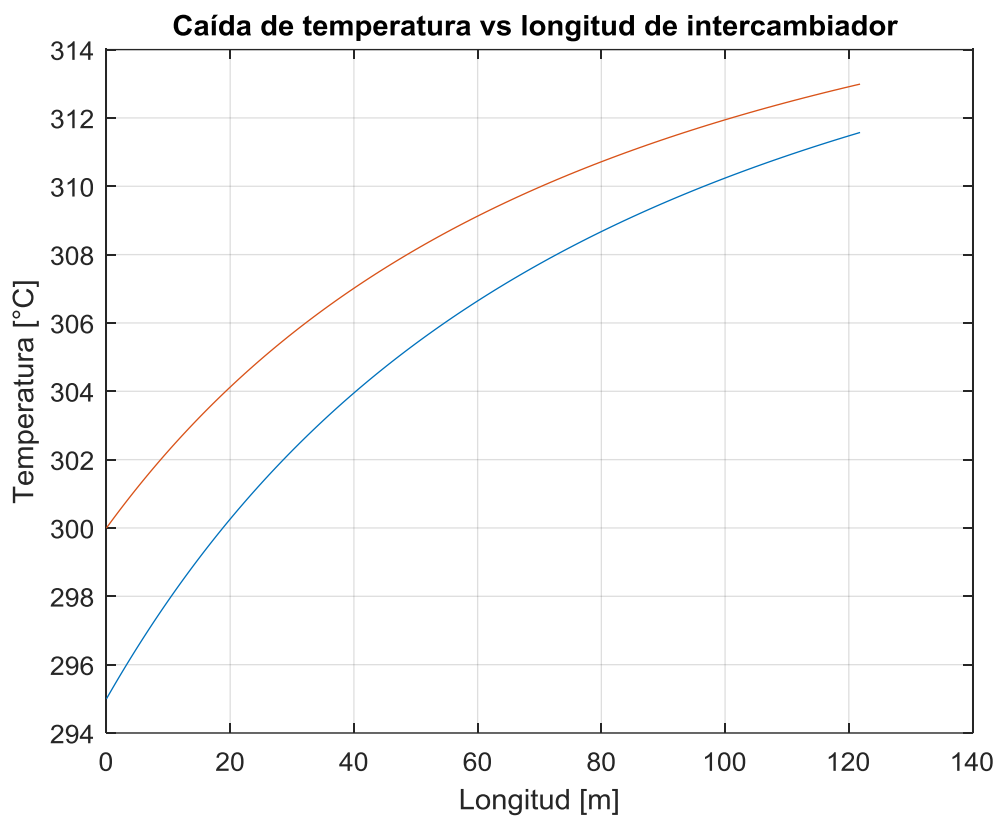
- $t$  = Espesor del tanque
- $P$  = Presión
- $R$  = Radio
- $S$  = Resistencia a la tracción
- $E$  = Factor de soldadura

$$t = \frac{33PSI * 39.37plg}{7250psi * 0.85 - 0.6(33PSI)} * 2$$

$$t = 0.042 plg$$

$$t = 1.06mm$$

Una vez parametrizados los cálculos de diseño del sistema de enfriamiento utilizamos MATLAB para generar un código genérico que represente la caída de temperatura vs la longitud de las tuberías según Figura N°23.



**Figura 23:** Caída de temperaturas del sistema de enfriamiento de la línea de extrusión de PET

**Fuente:** Propia (MATLAB)

### **3.5. Discusión de Resultados**

Para la obtención de los parámetros de temperatura de entrada y salida del sistema primario y secundario, así como las propiedades de los fluidos se recurrió a encuestas con el personal técnico y levantamiento de información del CÓDIGO ASME.

Se observa que el cálculo de bombas no genera la potencia de una bomba comercial por lo que se recomienda que el acoplamiento sea en serie para bombas comerciales. Se verifica además que la potencia suministrada tiene relación con el flujo másico de 15.3 kg/s lo que genera la necesidad de un mayor suministro de potencia. De la misma forma se observa que el dimensionamiento del intercambiador y la cantidad de placas obtenidas en los cálculos se asemejan a el valor de caudal de agua de refrigeración requerido por la Empresa.

El desarrollo de Programación en MATLAB (Anexo V) genera un software amigable que permite modificar las variables de entrada, las cuales en este caso, son las temperaturas requeridas por planta; y devuelven los parámetros de diseño de un intercambiador de calor.

# **Capítulo IV:**

# **CONCLUSIONES**

## **IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **4.1. CONCLUSIONES**

En la primera parte del trabajo se determinaron los requerimientos de la Empresa “El Águila S.R.L.” por lo que haciendo uso del diálogo con los colaboradores y realizando un levantamiento de información de la bibliografía se lograron determinar los parámetros óptimos de trabajo de la línea de extrusión PET. Los parámetros principales obtenidos fueron de temperaturas a la entrada y a la salida del sistema primario y secundario.

Posterior a eso se obtuvo la parametrización del cálculo de bombas, tanto la principal como la secundaria, obteniendo valores aproximados de 29 hp y 18 hp. Para esto, se consideraron las pérdidas por fricción en las placas, accesorios y las pérdidas debido a los filtros de agua. Sin embargo, en el mercado no se encuentran bombas de esas dimensiones por lo que se recomienda trabajar con las comerciales como 20 hp y/o realizar un acoplamiento de bombas en serie.

El análisis térmico sirvió para determinar el área transversal de tanque de enfriamiento y así determinar el número de placas considerando el tipo de placa ALFA LAVAL de 0.28 m<sup>2</sup>. Se obtuvieron 54 placas, además de un volumen de carcasa de 7 m<sup>3</sup>, dimensiones que se asemejan bastante con intercambiadores de calor y chiller comerciales de la Región. Entretanto, se obtuvo un espesor de carcasa de 1.06 mm se recomienda utilizar un espesor comercial para la fabricación.

Por último, se desarrolló una programación para la generación de curvas de caídas de temperaturas, con esto se buscó parametrizar los cálculos efectuados en la sección 3.3 y 3.4.

### **4.2. RECOMENDACIONES**

Utilizar otros tipos de intercambiador de calor en el sistema de enfriamiento de la extrusora de PET y realizar su parametrización con un lenguaje de programación.

Realizar la factibilidad económica comparando la adquisición de diferentes intercambiadores de calor. Asimismo, trabajar con materiales comerciales para la fabricación

## REFERENCIAS

Development Of A Dynamic Model Of A Counterflow Compact Heat Exchanger For Simulation Of The Gt-Mhr Recuperator Using Matlab And Simulink (2009). Estados Unidos: David P. Hawn.

Simulink Model For A Heat-Exchanger (2009) Rumania: L. Costiuc 1, V. Popa.

Dynamic Modeling Of A Heat Exchanger (2016) Inglaterra: Job Rutge

Modelling and Simulation Of Contac Tank And Licour Coolers Of Carbonate Ammoniac Leaching Process With Cuban Lateritic Minerals) (2000) España: Guzmán Del Río D., García C., Llorca M., Navarro A.

Design, Modeling And Calculation Of A Heatexchanger Shell And Tube (2015) España: Herrera P.

Djukich, M., Sandoval, E. Propuesta Para El Mejoramiento Del Sistema Cerrado Del Agua De Enfriamiento Utilizada En Las Maquinas De Inyección Y Soplado De Plásticos De La Empresa Maggie Paul, C.A, (Tesis Pregrado) Venezuela, Carabobo.

Intercambiador De Calor aire - Aire, Para El acondicionamiento Térmico De Una Cámara De Reproducción Agámica De Plantas (2011) Perú, Lima: Hernández A., Lesino G.

Palomino Masco J. (2010) Modelamiento Experimental Del Intercambiador De Calor De Tubos Y Carcasa De Längerer (Tesis Pregrado) Pontificia Universidad Católica Del Perú.

Sotomayor Zajarov D. (2014) Simulación Numérica Del Comportamiento De Un Intercambiador De Calor De Flujo Transversal aleteado (Tesis Pregrado) Pontificia Universidad Católica Del Perú.



[Http://www.Solediesel.Com/Es-Es/Soporte/Motores/Hyundai-Hy.aspx](http://www.Solediesel.Com/Es-Es/Soporte/Motores/Hyundai-Hy.aspx)

Jaramillo A. (2007) Intercambiadores De Calor Centro De Investigación En Energía. Universidad Nacional Autónoma De México.

Henríquez M. (2010) Manual De Consulta Intercambiadores De Calor, Clayton Sistemas Integrales De Vapor.

Eduardo Cao (1983) Intercambiadores De Calor, Transmisión De Calor.

Yunus A. Çengel (2007) Transferencia De Calor Y Masa Tercera Edición.

Salazar J. (2001) Diseño De Equipos De Transferencia De Calor (Tesis Para Grado De Maestría) Universidad Autónoma De Nuevo León, México.

Machado. S, herrera. G, Roldán. J, Díaz. J, (2015) A computer tool for the kinematic analysis of planar fourbar linkage

**Anexo No. 1: FORMATO DE ENTREVISTA**

**ENCUESTA A PERSONAL DE MANTENIMIENTO EN LA  
EMPRESA EL ÁGUILA S.R.L.**

- **Integrantes:** Saucedo Yunis Mohamed Arafath  
Silva Pérez Christian Omar
- **Universidad:** Universidad Señor de Sipán
- **Escuela:** Ingeniería Mecánica Eléctrica

1. ¿Disponen en su compañía de algún sistema informático para la Gestión del Mantenimiento?

- a) Si b) No

2. ¿Participa el departamento de Mantenimiento en los proyectos de automatización?

- a) Si b) No

3. ¿Con qué frecuencia recolecta información de los mantenimientos?

- a) 2 veces/día b) diaria c) 1 vez/semana d) Otros.....

4. En caso de usar intercambiadores de calor. ¿Cómo energiza este equipo?

- a) Grupo electrógeno b) Motor Acoplado c) Energía Eléctrica d) Otros:  
.....

5. ¿Cuánta energía utilizan en cada uso del intercambiador de calor?

- a) 1KW a 10KW b) 10KW a 100KW c) 100KW a 500KW d) 500KW a 1MW

6. ¿En termino de costo cuanto es la pérdida económica que se genera en paradas por la extrusora STAREX 1500?

- a) 1mil a 10mil b) 10mil a 100mil c) 100mil a 1millon d) Otros: .....

7. ¿Qué medios suele usar para obtener datos de mantenimientos?

.....

8. ¿Cree usted que es costosa la energía utilizada en los intercambiadores de calor?

.....

9. ¿Sufrió alguna vez usted algún accidente con el uso de los intercambiadores de calores actuales?

.....

10. ¿Usted tiene conocimiento del funcionamiento y ventajas de los intercambiadores de calor?

.....

11. ¿En cuánto tiempo piensa que podría recuperar la inversión de comprar por el intercambiador de calor para la extrusora?

.....

12. ¿Qué tipo de intercambiador considera más eficiente para las máquinas extrusoras?

.....

13. ¿Cuáles son los mayores problemas que se presentan en la extrusora? ¿A qué se debe?

.....

14. ¿considera que un intercambiador de calor solucionaría los problemas de paradas intempestivas de la extrusora?

.....

15. Ha tenido experiencia con intercambiadores de calor implementados en otros equipos?

.....

## Anexo No. 2: SITUACIÓN ACTUAL DEL PROCESO DE EXTRUSIÓN

Existen variaciones en lo que respecta la Extrusión debido a las diferentes máquinas que se encuentran. Existen extrusoras nuevas con la que cuenta con tecnología actualizada que poseen sistemas de enfriamiento, controles de temperaturas y velocidades distintas a las extrusoras como también extrusora con tecnología antigua, en las que los controles de temperaturas y velocidades son muy variables y no poseen un sistema de enfriamiento. Debido a la falta de este sistema de enfriamiento se presentan distintos problemas durante el proceso. Uno de estos problemas es la variación de calibre de la película de polietileno, este problema consiste en la producción de películas erróneas a causa de la disminución o aumento del calibre, debido a las temperaturas de admisión hacia el anillo de enfriamiento. Para reducir este problema se pone a funcionar la máquina a velocidades bajas en comparación a su capacidad, dando como resultado bajas eficiencias y variaciones de calibre.

### Especificaciones técnicas de la extrusora

Extrusor	Marca	Modelo	Diámetro tornillo (mm)	Velocidad de tornillo (RPM)	Tiempo de corrida de malla min. (minutos)	Tiempo e corrida de malla máx. (minutos)
1	STAREX	1500 ES	50	50-500	40	120

**Fuente:** Base de datos El Águila S.R.L.

### Especificaciones técnicas del material a extruir

Extrusor	Material	Capas
1	Baja densidad	Monocapa

**Fuente:** Base de datos El Águila S.R.L.

## Densidades del polietileno

Polietileno	Densidad ( $g/cm^3$ )
<b>Baja</b>	0.910-0.928
<b>Media</b>	0.928-0.943
<b>Alta</b>	0.943-0.969

**Fuente:** Base de datos El Águila S.R.L.

## Temperaturas

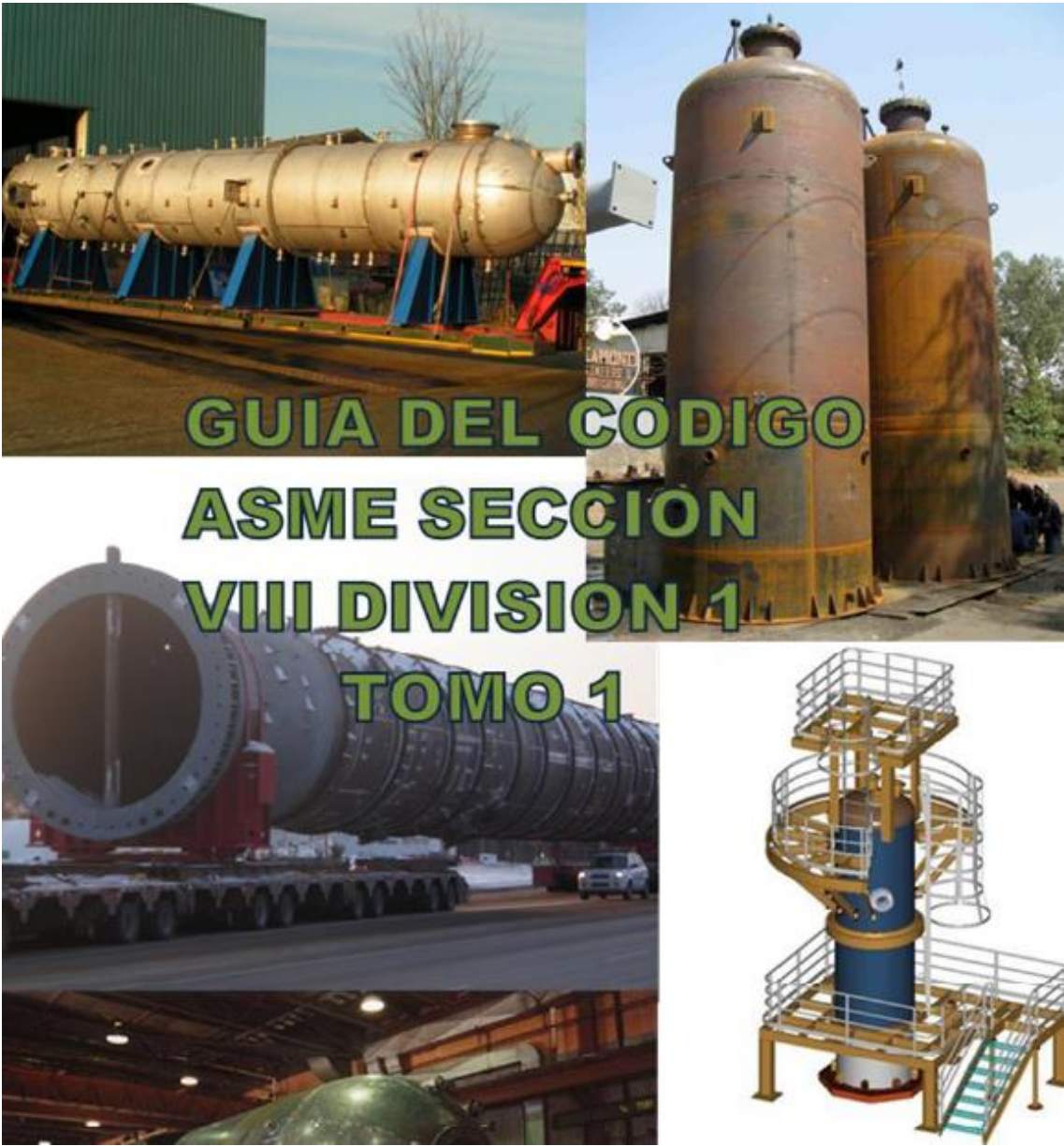
Las temperaturas por consecuencia de la extrusora son altas, tanto en la maquina como en el ambiente, Todo este se genera por la falta de un sistema de enfriamiento en el anillo extrusor. La temperatura ambiente que se presenta en el área laboral es de 35 °C, por lo que ocasiona síntomas de estrés y fatigación. Aunque la ventilación es buena en él área, al momento de estar cerca de la extrusora, el ambiente cambia de manera que el operario al estar expuesto a dicha extrusora empieza a sentir los síntomas descritos anteriormente. Las temperaturas a las cuales se trabaja en la extrusora son las que se describen en la siguiente tabla:

### Temperatura elemento mecánicos

Elemento	Temperatura (°C)
<b>Temperatura agua tina</b>	38-48
Temperatura de Horno	120-160
Temperatura agua tornillo	55-60
Tornillo extrusor	255-270
Temperatura aceite 1	120-135
Temperatura aceite 2	120-135

**Fuente:** Base de datos El Águila S.R.L.

Anexo No. 3: CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII –DIVISIÓN 1



## Anexo No. 4: TABLAS DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA

**TABLA A-9**

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpia de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ, kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-6</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-6</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-6</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-6</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-6</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-6</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-6</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-6</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-6</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-6</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-6</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-6</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-6</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-6</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-6</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-6</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-6</sup>	2.22	1.00	0.633 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-6</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-6</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-6</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-6</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-6</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 <sup>-3</sup>	1.296 × 10 <sup>-6</sup>	1.44	1.00	0.858 × 10 <sup>-3</sup>
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 <sup>-3</sup>	1.330 × 10 <sup>-6</sup>	1.33	1.01	0.913 × 10 <sup>-3</sup>
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 <sup>-3</sup>	1.365 × 10 <sup>-6</sup>	1.24	1.02	0.970 × 10 <sup>-3</sup>
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 <sup>-3</sup>	1.399 × 10 <sup>-6</sup>	1.16	1.02	1.025 × 10 <sup>-3</sup>
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 <sup>-3</sup>	1.434 × 10 <sup>-6</sup>	1.09	1.05	1.145 × 10 <sup>-3</sup>
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 <sup>-3</sup>	1.468 × 10 <sup>-6</sup>	1.03	1.05	1.178 × 10 <sup>-3</sup>
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 <sup>-3</sup>	1.502 × 10 <sup>-6</sup>	0.983	1.07	1.210 × 10 <sup>-3</sup>
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 <sup>-3</sup>	1.537 × 10 <sup>-6</sup>	0.947	1.09	1.280 × 10 <sup>-3</sup>
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 <sup>-3</sup>	1.571 × 10 <sup>-6</sup>	0.910	1.11	1.350 × 10 <sup>-3</sup>
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 <sup>-3</sup>	1.641 × 10 <sup>-6</sup>	0.865	1.15	1.520 × 10 <sup>-3</sup>
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 <sup>-3</sup>	1.712 × 10 <sup>-6</sup>	0.836	1.24	1.720 × 10 <sup>-3</sup>
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 <sup>-3</sup>	1.788 × 10 <sup>-6</sup>	0.832	1.35	2.000 × 10 <sup>-3</sup>
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 <sup>-3</sup>	1.870 × 10 <sup>-6</sup>	0.854	1.49	2.380 × 10 <sup>-3</sup>
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 <sup>-3</sup>	1.965 × 10 <sup>-6</sup>	0.902	1.69	2.950 × 10 <sup>-3</sup>
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 <sup>-3</sup>	2.084 × 10 <sup>-6</sup>	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 <sup>-3</sup>	2.255 × 10 <sup>-6</sup>	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 <sup>-3</sup>	2.571 × 10 <sup>-6</sup>	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 <sup>-3</sup>	4.313 × 10 <sup>-6</sup>	—	—	—

## Anexo No. 5: PROGRAMACIÓN CON MATLAB

```
% Temperaturas de entrada y salida suministro primario y secundario y
% flujo másico

mh2o=1.5; mace=2; tih2o=295; tiace=313; toace=300;

% Propiedades térmicas del agua

cph2o=4180; cpace=4000; p=989; u=0.0001; g=9.81; D=0.025; L=121;

% Cálculo de la cantidad de calor transferida

Q=mace*cpace*(tiace-toace)

toh2o=tih2o+(Q/(mh2o*cph2o))

dt1=tiace-toh2o

dt2=toace-tih2o

LMTD=(dt1-dt2)/log(dt1/dt2)

A=pi*D*L

U=Q/(A*LMTD)

% Programación curvas de transferencia de calor para un intercambiador
% de calor cruzado

dtace=0:0.01:(tiace-toace);

tace=tiace-dtace;

t1=(toh2o-tih2o)/((tiace-toace)/0.01);

dth2o=0:t1:(toh2o-tih2o);

th2o=toh2o-dth2o;

ddt1=dt1;

ddt2=(tace-th2o);

dLMTD=(ddt1-ddt2)./log(ddt1./ddt2);

a=Q./(U.*dLMTD);

x=a./(pi*D)-121;

plot(x,th2o,x,tace); grid on

ylabel('Temperatura [°C]');xlabel('Longitud [m]')

title('Caída de temperatura vs longitud de intercambiador')
```