



# ESTUDIO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR APLICADO A LA INDUSTRIA AGROALIMENTARIA

# Andrés Aramburu-Pardo Figueroa

Piura, marzo de 2017

## FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Aramburu, A. (2017). *Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria* (Tesis de licenciatura en Ingeniería Mecánico-Eléctrica). Universidad de Piura, Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una <u>licencia</u> <u>Creative Commons Atribución-</u> <u>NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú</u>

<u>Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura</u>

# UNIVERSIDAD DE PIURA

FACULTAD DE INGENIERÍA



"Estudio de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a la industria agroalimentaria"

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico

## Andrés Aramburu Pardo Figueroa

Asesor: Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, Marzo 2017

## Dedicatoria

A Lucho y Carolyn, por darme todo y ser mis héroes

A Andrea, Quien siempre supo estar a mi lado en buenas y malas (Winchester)

A María Claudia y Cristóbal, por entrar a mi vida para llenarla de amor.

### Prólogo

En la actualidad se conoce la alta demanda de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor para la conservación de productos agroalimentarios e hidrobiológicos. La región de Piura ha mostrado un crecimiento en la actividad agroalimentaria de exportación, convirtiéndose así en un importante exportador de productos como: uva y mango. Por lo expuesto, el enfoque de esta tesis se basa en el estudio de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor para conocer el comportamiento dinámico del proceso con la finalidad de proponer, posteriormente, alternativas de optimización y reducción en los costos del proceso.

La idea surge a partir de una necesidad existente en la industria de la conservación de productos agroindustriales. Las empresas buscan reducir costos en los sistemas de refrigeración para ser más competitivas a nivel comercial debido a que estos sistemas tienen alto consumo de energía eléctrica. A nivel mundial, el desarrollo de la tecnología está buscando no solo tener impactos económicos sino también medioambientales enfocándose en un uso racional de la energía en el rubro industrial sin dejar de dar a los productos la refrigeración adecuada para su conservación.

Este proyecto de tesis tiene los siguientes objetivos:

- Desarrollar el modelo matemático de un sistema refrigeración por compresión de vapor que permita entender el comportamiento dinámico del proceso.
- Verificar que el modelo matemático represente, de forma correcta, el sistema de refrigeración usado en la industria agroalimentaria.
- Validar el modelo matemático a través de la recolección de datos de funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor obtenidos en la agroindustria para utilizarlos como caso estudio.
- Desarrollar un modelo matemático para su utilización futura en la optimización mediante tecnologías automáticas de control avanzado.

• Estudiar la influencia de las variables como: la velocidad del compresor y el flujo de aire del ventilador en el comportamiento dinámico del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Finalmente, me gustaría agradecer al Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta por su apoyo, tiempo y consejos en la elaboración de este trabajo y a Dios, por dame la fuerza para salir adelante

### Resumen

El objetivo principal de la tesis consiste en elaborar un modelo matemático y su solución numérica en un programa de cálculo para describir el comportamiento dinámico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizado en procesos de conservación de productos en la industria agroalimentaria.

Para el estudio se seleccionó un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una planta de exportación de mango, por ser uno de los cultivos más significativos de la Región de Piura.

El modelo matemático se basa, principalmente, en los balances de masa y energía en la cámara de conservación y en el balance de energía en el evaporador. La solución numérica del modelo se lleva a cabo en un programa de cálculo implementado en Matlab (Simulink). Finalmente, se realizó un análisis de sensibilidad variando tanto el flujo másico del aire entregado por el ventilador así como la velocidad de rotación del compresor. Dichas variables gobernaran el funcionamiento del sistema teniendo como variable de salida la temperatura del aire en la cámara de refrigeración.

	malee	
Prólogo		iii
Resumen.		v
Índice de f	figuras	xi
Índice de t	tablas	xiii
Nomencla	tura	. xv
Introducci	ón	1
Capítulo I		3
Fundamen	ntos de termodinámica y transferencia de calor	3
1.1. Fur	ndamentos de termodinámica	3
1.1.1.	Termodinámica	3
1.1.1.1.	Sistema o masa de control o sistema cerrado	3
1.1.1.2.	Volumen de control o sistema abierto	3
1.1.2.	Ecuación de conservación de la masa para un sistema abierto o volumen de control	4
1.1.3.	Ecuación de la conservación de la energía para sistemas abiertos o volúmene de control	s 5
1.2. Fur	ndamentos de transferencia de calor	7
1.2.1.	Conducción	7
1.2.2.	Convección	8
1.2.3.	Radiación	8
Capítulo I	I	9
Sistemas d	le refrigeración por compresión de vapor	9
2.1. Sist	temas de refrigeración	9
2.2. Sist	temas de refrigeración por compresión de vapor	. 10
2.2.1.	Ciclo ideal por compresión de vapor	. 10
2.2.2.	Ciclo real por compresión de vapor	. 11
2.2.3.	Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor	. 12
2.2.3.1.	Compresor	. 12

# Índice

2.2.	3.2.	Condensador	13
2.2.	3.3.	Válvula de expansión	13
2.2.	3.4.	Evaporador de expansión directa	14
2.2.	3.5.	Recibidor	15
Capít	ulo II	Ι	17
Mode	lació	n matemática del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	17
3.1.	Intr	oducción	17
3.2.	Cán	nara de refrigeración (Espacio refrigerado)	18
3.2.	1.	Balance de energía	18
3.2.	2.	Balance de masa de la cantidad de humedad en el espacio refrigerado	20
3.3.	Eva	porador	22
3.3.	1.	Balance de energía en la región seca del evaporador	24
3.3.	2.	Balance de energía en la región húmeda del evaporador	25
3.3.	.3.	Balance de energía en la pared del evaporador (serpentín)	28
3.4.	Car	ta psicrométrica	30
3.5.	Car	ga de la fruta	31
Capít	ulo I	۷	35
Simu	laciór	n: Caso Estudio	35
4.1.	Intr	oducción	35
4.2.	Estr	uctura del programa de cálculo	36
4.2.	1.	Etapa de pre-proceso	36
4.2.	2.	Etapa de proceso	39
4.2.	3.	Método numérico de Runge Kutta- 4to orden	40
4.2.	.4.	Etapa de post-proceso	41
4.3.	Res	ultados	41
4.4.	Aná	ilisis de sensibilidad	45
4.4.	1.	Análisis de sensibilidad variando el tiempo de simulación	46
4.4.	2.	Análisis de sensibilidad variando el flujo del ventilador	47
4.4.	.3.	Análisis de sensibilidad variando la velocidad de giro del compresor	48
4.5.	Aná	ilisis de la carga de la fruta	49
4.5.	1.	Descripción	49
4.5.	.2.	Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara frente la introducción de carga	49
4.5.	.3.	Comportamiento dinámico de la temperatura de la fruta vs la temperatura cámara.	de la 50
Concl	lusior	nes	53
Biblic	ografí	<i>.</i>	55
Anex	о А		57

Código de programación	57
Anexo B	59
Diagrama de bloques del modelo matemático	59
Anexo B-1	60
Diagrama de bloques general del modelo matemático	60
Anexo B-2	61
Diagrama del bloque 1-Balance de energía en la cámara de conservación	61
Anexo B-3	62
Diagrama del bloque 2- Balance de masa en la cámara de conservación	62
Anexo B-4	63
Diagrama del bloque 3- Balance de energía en la región seca del evaporador	63
Anexo B-5	64
Diagrama del bloque 4- Balance de energía en la región húmeda del evaporador	64
Anexo B-6	65
Diagrama del bloque 5- Balance de energía en la pared del evaporador	65
Anexo B-7	66
Diagrama del bloque 6- Relación entre la humedad específica y la temperatura	66
Anexo B-8	67
Diagrama del bloque del modelo de la carga	67
Anexo B-9	68
Diagrama del bloque del modelo de la carga por respiración	68
Anexo B-10	69
Diagrama del bloque del modelo de la carga por refrigeración	69
Anexo C	71
Ficha técnica del evaporador para cámara de conservación de materia prima	71

# Índice de figuras

Figura	1: Sistema abierto o volumen de control	.4
Figura	2: Cámara de refrigeración en proceso de conservación de fresas	10
Figura	3. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de	
vapor.		11
Figura	4: Compresor centrífugo	13
Figura	5: Condensador enfriado por agua de doble tubo	13
Figura	6: Válvula de expansión realizada en software	14
Figura	7: Evaporador estático de tubos (Convección natural)	15
Figura	8: Esquema de sistema de refrigeración	18
Figura	9: Volumen de control de la cámara de refrigeración	19
Figura	10: Esquema del evaporador presentando las tres zonas del evaporador	22
Figura	11: Esquema del evaporador presentando las regiones seca y húmeda.	22
Figura	12: Esquema del evaporador presentando los tres volúmenes de control	23
Figura	13: Volumen de control en la región seca del lado del aire en el evaporador	23
Figura	14: Volumen de control en la región húmeda del lado del aire en el evaporador2	23
Figura	15: Volumen de control en la pared del serpentín en el evaporador	24
Figura	16: Gráfica de la curva de humedad específica en función de la temperatura	30
Figura	17: Intercambio térmico entre el mango y la cámara de conservación	31
Figura	18: Diagrama de flujo de la estructura del programa de cálculo	36
Figura	19: Diagrama de flujo de la estructura de la etapa de proceso	40
Figura	20: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación en	l
funciór	n del tiempo	45
Figura	21: Temperatura en la cámara de conservación variando el tiempo de simulación 4	46
Figura	22: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación co	n
50% de	el caudal del aire	47
Figura	23: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación co	n
50% de	e la velocidad de giro del compresor	48
Figura	24: Comparación del comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de	9
conserv	vación frente a la presencia de carga	50
Figura	25: Temperaturas de la cámara de conservación y del mango en función del tiemp	)0
		51
Figura	26: Temperaturas de la cámara de conservación y del mango en función del tiemp	)0
		52

# Índice de tablas

Tabla 1: Valores de temperatura en función de los valores de humedad específica e	xtraídos
de carta psicométrica	
Tabla 2: Parámetros de la cámara de refrigeración	
Tabla 3: Parámetros del aire dentro de la cámara de refrigeración	
Tabla 4: Parámetros del refrigerante	
Tabla 5: Parámetros del evaporador	
Tabla 6: Parámetros del compresor	
Tabla 7: Parámetros del ventilador	
Tabla 8: Parámetros de la fruta	
Tabla 9: Parámetros de la cámara de refrigeración	
Tabla 10: Parámetros del aire dentro de la cámara de refrigeración	
Tabla 11: Parámetros de la fruta	
Tabla 12: Parámetros del evaporador	
Tabla 13: Parámetros del compresor	43
Tabla 14: Parámetros del refrigerante	
Tabla 15: Parámetros del ventilador	

## Nomenclatura

Símbolo	Magnitud	Unidades
V	Volumen de la cámara de conservación	$m^3$
$C_p$	Calor específico a presión constante del aire circulante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
$C_{v}$	Calor específico a volumen constante del aire circulante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
$T_2$	Temperatura de la cámara de conservación	°C
<i>W</i> <sub>2</sub>	Humedad específica del aire en la cámara de conservación	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$
ρ	Densidad del aire húmedo	$kg.m^{-3}$
$\alpha_1$	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
$\alpha_2$	Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}$ .° $C^{-1}$
$A_1$	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador	$m^2$
<i>A</i> <sub>2</sub>	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador	$m^2$
$V_{h1}$	Volumen del aire de la región seca en el evaporador	$m^3$
$V_{h2}$	Volumen del aire de la región húmeda en el evaporador	$m^3$
$T_1$	Temperatura a la salida del evaporador	°C
<i>w</i> <sub>1</sub>	Humedad específica del aire a la salida del evaporador	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$
$h_{g}$	Entalpía del vapor saturado	$kJ.kg^{-1}$
S	Velocidad de giro del compresor	rpm
$V_{com}$	Volumen barrido por el rotor del compresor	$m^3$
$h_{r1}$	Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador	$kJ.kg^{-1}$

$h_{r2}$	Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador	$kJ.kg^{-1}$
v <sub>s</sub>	Volumen específico del refrigerante sobrecalentado	$m^3.kg^{-1}$
f	Flujo volumétrico del ventilador	$m^3.s^{-1}$
$k_{gv}$	Coeficiente de ganancia de calor por el ventilador	$kJ.kg^{-1}$
М	Razón de la cantidad de humedad presente en el espacio refrigerado	$kg.s^{-1}$
M <sub>ref</sub>	Flujo másico del refrigerante	$kg.s^{-1}$
$\dot{Q}_{c \arg a}$	Tasa de calor sensible en el espacio refrigerado	kW
$\dot{Q}_{gv}$	Tasa de calor generado por el ventilador	kW
$T_3$	Temperatura a la salida de la región seca del evaporador	°C
$T_p$	Temperatura en la pared del serpentín del evaporador	°C
и	Energía interna	$kJ.kg^{-1}$
m	Flujo másico de aire	$kg.s^{-1}$
$E_{entrada}$	Energía neta de entrada por calor, trabajo y masa	J
E <sub>salida</sub>	Energía neta de salida por calor, trabajo y masa	J
$\Delta E_{sistema}$	Variación en la energía neta	J
M <sub>entrada</sub>	Flujo másico de aire a la entrada	$kg.s^{-1}$
Msalida	Flujo másico de aire a la salida	$kg.s^{-1}$
$\Delta m_{sistema}$	Variación en el flujo másico	$kg.s^{-1}$
$\dot{Q}_{conv}$	Flujo de calor por convección	W
α	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$W.m^{-2}$
$A_s$	Área superficial	$m^2$
$T_s$	Temperatura de la superficie	°C
$T_{\alpha}$	Temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie	°C
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de energía neta por calor	kW
Ŵ	Tasa de transferencia de energía neta por trabajo	kW
h	Entalpía por unidad de masa	$kJ.kg^{-1}$
и	Energía interna por unidad de masa	$kJ.kg^{-1}$
m <sub>vc</sub>	Cantidad de masa presente en el volumen de control	kg
$\left(C_{p} ho\overline{V} ight)_{p}$	Capacitancia térmica en la pared del serpentín del evaporador	$kJ.K^{-1}$
$A_{\rm max}$	Constante máxima tipo A para cálculo de tasa de respiración	-
A <sub>min</sub>	Constante mínima tipo A para cálculo de tasa de respiración	-

B <sub>max</sub>	Constante máxima tipo B para cálculo de tasa de respiración	-
B <sub>min</sub>	Constante mínima tipo B para cálculo de tasa de respiración	-
$m_f$	Masa total del mango a refrigerar	ton
$C_p^{ref}$	Calor específico promedio de la fruta por encima de su punto de congelación	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
T <sub>mango</sub>	Temperatura final de la fruta	°C
UA <sub>mango</sub>	Producto entre el coeficiente total de transferencia de calor del mango y el área de la fruta	$kJ.K^{-1}$
$\dot{Q}_{resp}$	Tasa de calor debida a la respiración del mango	kW
$\dot{Q}_{\it ref}$	Tasa de calor sensible debida al enfriamiento del mango	kW
$\dot{Q}_{resp_{\max}}$	Máxima tasa de calor debida a la respiración del mango	kW
$\dot{Q}_{resp_{\min}}$	Mínima tasa de calor debida a la respiración del mango	kW

### Introducción

A lo largo de la historia, el hombre ha utilizado tanto de la nieve como del hielo como fuentes naturales para refrigeración, siendo este último quien dio origen a la unidad de medida llamada tonelada de refrigeración, para definir la cantidad de calor necesaria para fundir, en 24 horas, dos mil libras del mismo.

Durante la Revolución Industrial, a finales del siglo XVIII, se crearon máquinas capaces de disminuir la presión de vapor y acelerar la evaporación. A inicios del siglo XIX apareció la primera máquina de compresión de vapor mediante la experimentación con algunos fluidos como amoniaco y algunos hidrocarburos.

A mediados del siglo XX fue posible la instalación de sistemas de refrigeración doméstica en residencias, los cuales contaban con sustancias refrigerantes tóxicas y corrosivas. Para finales del siglo se trabajó sobre variaciones en las cargas térmicas como: las producidas en los automóviles, las debidas a la hora del día y número de pasajeros en una cabina, lo cual terminaría dando como resultado la producción de refrigerantes menos contaminantes y además el diseño de unidades de refrigeración de menor tamaño.

En la actualidad, el avance tecnológico en el acondicionamiento del aire se ha extendido de manera impresionante; tal es así, que su campo de estudio y aplicación es ahora muy amplio, esto demuestra que para abordar un estudio sobre dicho tema, es importante realizar una investigación adecuada y exhaustiva, que permitan al lector un mejor entendimiento.

El objetivo de la tesis es desarrollar un modelo matemático y su solución numérica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor que sea adaptable a las diferentes regiones donde se hagan uso de los sistemas de refrigeración. La dinámica del proceso es importante pensando en una implementación futura de un control que permita disminuir el consumo de energía y hacer más competitivas a las empresas.

También detalla el desarrollo de un modelo matemático y su solución numérica que describe la dinámica de funcionamiento de un sistema de refrigeración convencional usado en procesos de conservación de productos en la industria agroalimentaria. El contenido de

esta tesis incluye fundamentos teóricos, basados en la teoría termodinámica y la transmisión de calor presentada en el capítulo I. En el capítulo II se hace referencia al desarrollo tecnológico de los sistemas de refrigeración, así como una descripción de éstos; tipos y componentes. La construcción del modelo matemático se presenta en el capítulo III. Finalmente, los resultados de las simulaciones numéricas se muestran en el capítulo IV.

## **Capítulo I**

## Fundamentos de termodinámica y transferencia de calor

### 1.1. Fundamentos de termodinámica

### 1.1.1. Termodinámica

Rama de la física que estudia todos aquellos procesos en que interviene el calor.

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía, donde el término *termodinámica* proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual hace referencia a lo más descriptivo de los primeros esfuerzo por convertir calor en energía. En la actualidad se tiene un concepto amplio de termodinámica que envuelve aspectos de energía y sus transformaciones, sean: generación de potencia, refrigeración y relación entre las propiedades de la materia (Cengel y Boles, 2009, pág 2).

Según ASHRAE handbook-Fundamentals (2009), la termodinámica es el estudio de la energía, sus transformaciones y su relación con los estados de la materia.

#### 1.1.1.1. Sistema o masa de control o sistema cerrado

Es una cantidad arbitraria de masa de identidad fija. Un sistema se compone de la misma cantidad de materia en todo momento. Todo lo externo al sistema constituye el entorno o alrededores. La separación entre el sistema y el entorno se denomina frontera del sistema.

### 1.1.1.2. Volumen de control o sistema abierto

Es aquella región en el espacio elegida para el análisis. Todo lo externo al volumen de control constituye el entorno o alrededores. La frontera de un volumen de control se denomina superficie de control y puede estar constituida por partes reales y/o imaginarias. Además el volumen de control puede ser fijo o móvil, deformable o no deformable.

El trabajo realizado en esta tesis es un estudio de un sistema de refrigeración representado por un volumen de control o sistema abierto como el mostrado en la figura 1.



Figura 1: Sistema abierto o volumen de control

Fuente: Moran y Shapiro (2004)

### **1.1.2.** Ecuación de conservación de la masa para un sistema abierto o volumen de control

En general, la ecuación de la conservación de la masa para un volumen de control (VC), deformable o no, se define como:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega_{VC}(t)} \rho(\mathbf{x}, t) d\Omega + \int_{\Gamma_{SC}(t)} \rho(\mathbf{x}, t) V_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma = 0 \quad [kg / s]$$
Velocidad de cambio en el tiempo de la masa dentro del volumen de control
(1.1)

Donde  $\rho(\mathbf{x},t)$  es la densidad dependiente del espacio y del tiempo,  $d\Omega$  es un diferencial de volumen,  $\Omega_{VC}(t)$  es el volumen de control dependiente del tiempo, el cual se denomina volumen de control deformable,  $V_{f/SC}$  es el vector velocidad del fluido relativo a la superficie de control,  $\mathbf{n} = (n_1, n_2, n_3)$  es el vector normal unitario exterior a la superficie de control,  $d\Gamma$  es el diferencial de área y  $\Gamma_{SC}(t)$  es la superficie de control dependiente del tiempo, la cual se denomina superficie de control deformable.

Siendo el volumen de control no deformable y la densidad del fluido uniforme dentro del volumen de control, la ecuación de conservación de la masa (1.1) también se puede expresar como:

$$\underbrace{\frac{dm_{VC}(t)}{dt}}_{\substack{dt \text{ combined} \\ de \text{ cambio en el tiempo} \\ de la masa dentro del volumen \\ de control}}_{Flujo másico neto} + \underbrace{\int_{\Gamma_{SC}} \rho(\mathbf{x}, t) V_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma}_{Flujo másico neto} = 0 \qquad [kg/s] \qquad (1.2)$$

Donde  $\Omega_{VC}$  es el volumen de control independiente del tiempo, el cual se denomina volumen de control no deformable y  $\Gamma_{SC}$  es la superficie de control independiente del tiempo, la cual se denomina superficie de control no deformable.

Si el número de secciones de entradas y salidas es finito, la ecuación (1.2) se transforma en:

de

$$\frac{dm_{VC}(t)}{dt} + \sum_{e} \int_{\Gamma_{e}} \rho(\mathbf{x}, t) \mathbf{V}_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma + \sum_{s} \int_{\Gamma_{s}} \rho(\mathbf{x}, t) \mathbf{V}_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma = 0 \cdot [kg/s]$$
(1.3)

El área de cada sección es plana y perpendicular al vector velocidad del fluido implica que, si la superficie es plana, el vector normal unitario n será el mismo en toda la sección y además si la superficie es perpendicular al vector velocidad del fluido, el vector normal unitario n será paralelo al vector velocidad del fluido entonces el flujo másico o caudal másico o gasto másico ( $\dot{m}_i$ ) que cruza el área de una sección "i" se define como:

$$\dot{m}_i = \rho A V \quad [kg / s] \tag{1.4}$$

Además, fluido entra al volumen de control, la integral de superficie en cada sección de entrada en la (1.3) es negativa mientras que si el fluido sale del volumen de control, la integral de superficie en cada sección de salida en la (1.3) es positiva. Sustituyendo la (1.4) en la (1.3) se obtiene:

$$\frac{dm_{VC}(t)}{dt} + \sum_{s} \dot{m}_{s} - \sum_{e} \dot{m}_{e} = 0 \qquad [kg/s]$$

$$(1.5)$$

# **1.1.3.** Ecuación de la conservación de la energía para sistemas abiertos o volúmenes de control

La ecuación de conservación de la energía o primera ley de la termodinámica es un enunciado matemático del principio de conservación de la energía, es decir, la primera ley de la termodinámica establece que la energía es una propiedad que se conserva durante un proceso y no se sabe de ningún proceso que viole esta ley. Por tanto es razonable concluir que para que ocurra un proceso se debe satisfacer la primera ley.

La primera ley de la Termodinámica o ecuación de conservación de la energía para un sistema abierto o volumen de control se define como:

 $\underbrace{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida}}_{por calor, trabajo y masa} = \underbrace{\frac{dE_{sistema}}{dt}}_{Tasa de cambio de la energía} \begin{bmatrix} W \end{bmatrix}$ (1.6)

Aplicando el teorema de transporte de Reynolds a la (1.6), se tiene que la ecuación de la conservación de la energía para un volumen de control (VC) deformable o no, se expresa como:

$$\underline{\dot{Q}} + \underline{\dot{W}} = \frac{d}{dt} \int_{\Omega_{VC}(t)} e(\mathbf{x}, t) \rho(\mathbf{x}, t) d\Omega + \int_{\Gamma_{SC}(t)} e(\mathbf{x}, t) \rho(\mathbf{x}, t) V_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma [W]$$

Tasa de transferencia neta de energía por calor y trabajo

Velocidad de cambio en el tiempo de la energía total dentro del volumen de control Tasa de transferencia neta de energía por masa o flujo neto de energía

(1.7)

Donde  $\dot{Q}$  es el calor neto por unidad de tiempo o tasa de transferencia de calor neta o potencia térmica que cruza la superficie de control,  $\dot{W}$  es el trabajo neto por unidad de tiempo intercambiado en la superficie de control, es decir potencia, e(x, t) es la energía total del sistema por unidad de masa dependiente del espacio y del tiempo.

La ecuación (1.7) también puede expresarse como:

$$\underbrace{\dot{Q} + \dot{W}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía por calor y trabajo}} = \underbrace{\frac{dE_{VC}(t)}{dt}}_{Velocidad de cambio en el tiempo}} + \underbrace{\int_{\Gamma_{SC}(t)} e(\mathbf{x}, t) \rho(\mathbf{x}, t) V_{f/SC} \cdot \mathbf{n} d\Gamma}_{\text{por masa o flujo neto de energía}} \begin{bmatrix} W \end{bmatrix}$$
(1.8)

Donde:

$$E_{VC}(t) = \int_{\Omega_{VC}(t)} e(\mathbf{x}, t) \rho(\mathbf{x}, t) d\Omega$$
(1.9)

Se sabe que la energía total por unidad de masa dentro del volumen de control se define como:

$$e = e_{interna} + e_{cinética} + e_{potencial} + e_{otras}$$
(1.10)

Donde  $e_{otras}$  representa los efectos magnético, eléctrico y de tensión superficial, los cuales son significativos sólo en casos especiales y en general se desprecian. En ausencia de esta clase de efectos, la energía total por unidad de masa dentro del volumen de control consta sólo de las energías cinética, potencial e interna, y se expresa como:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \tag{1.11}$$

Además, para el trabajo neto por unidad de tiempo  $(\dot{W})$  se puede subdividir de manera conveniente en cuatro partes:

$$\dot{W} = \dot{W}_{eje} + \dot{W}_{presión} + \dot{W}_{esfuerzos} + \dot{W}_{de \ otro \ tipo}$$
(1.12)

El trabajo de las fuerzas gravitatorias ya ha sido incluido como energía potencial en la ecuación (1.11).

En una reagrupación de los términos que componen la ecuación (1.12), exceptuando el trabajo causado por las fuerzas de presión y contando con un número de entradas y salidas finito se obtiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum_{e} \int_{\Gamma_e} (e + pv) \rho V \cdot n d\Gamma + \sum_{s} \int_{\Gamma_s} (e + pv) \rho V \cdot n d\Gamma$$
(1.13)

Si el flujo es uniforme en cada sección donde el fluido cruza la superficie del control y si el área de cada sección es plana y perpendicular al vector velocidad del fluido, la ecuación (1.13) se transforma en:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum_{s} \left[ \left( e + pv \right) \rho VA \right]_{s} - \sum_{e} \left[ \left( e + pv \right) \rho VA \right]_{e}$$
(1.14)

Sustituyendo la ecuación (1.11) en la ecuación (1.14):

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum_{s} \left[ \left( u + \frac{V^2}{2} + gz + pv \right) \rho VA \right]_s - \sum_{e} \left[ \left( u + \frac{V^2}{2} + gz + pv \right) \rho VA \right]_e$$
(1.15)

y finalmente, introduciendo la definición de entalpía y la (1.4) en la (1.15) se obtiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum_{s} \dot{m}_{s} \left( h + \frac{V^{2}}{2} + gz \right)_{s} - \sum_{e} \dot{m}_{e} \left( h + \frac{V^{2}}{2} + gz \right)_{e} \quad [W]$$
(1.16)

### 1.2. Fundamentos de transferencia de calor

Los procesos en los cuales se produce un intercambio de energía en forma calor que se genera entre cuerpos diferentes o las distintas partes de un cuerpo es lo que se conoce como transferencia de calor y que es debido a que no hay equilibrio térmico,  $\Delta T \neq 0$  [3].

Los mecanismos de transferencia de calor son: la conducción, la convección y radiación (Cengel, 2009).

### 1.2.1. Conducción

Tiene lugar predominantemente en los cuerpos sólidos y está organizada por un transporte energético de molécula a molécula, sin que exista un desplazamiento global de materia.

"La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre ellas" (Cengel, 2009, pág 17).

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dt} [W]$$
(1.17)

Siendo  $\dot{Q}_{cond}$  la tasa de transferencia de calor por conducción, k la conductividad térmica del material, A el área donde se da la transferencia de calor y  $\frac{dT}{dt}$  el gradiente de temperatura.

### 1.2.2. Convección

Se produce a causa de un desplazamiento global de material.

"La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos" (Cengel, 2009, pág 25).

$$\dot{Q}_{conv} = \alpha A_{S} (T_{S} - T_{\alpha}) \qquad [W]$$
(1.18)

Donde  $\dot{Q}_{conv}$  es el flujo de calor por convección,  $\propto$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección cuyas unidades son  $W/_{m^2.°C}$ ;  $A_s$  es área superficial en m<sup>2</sup>;  $T_s$  es la temperatura de la superficie en °C y finalmente,  $T_{\alpha}$  es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie expresada en °C.

#### 1.2.3. Radiación

En la radiación los cuerpos calientes emiten y absorben energía en forma de ondas electromagnéticas. Se trata de la transformación de energía de vibración molecular en energía electromagnética.

"La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o las moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor" (Cengel, 2009, pág 27).

$$Q_{rad} = \varepsilon_{rad} \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) [W]$$
(1.19)

Donde  $\dot{Q}_{rad}$  representa el flujo de calor por radiación de una superficie,  $\varepsilon_{rad}$  es la emisividad de la superficie,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann, A<sub>s</sub> es área superficial en m2; T<sub>s</sub> es la temperatura de la superficie en °C y finalmente, T<sub>alred</sub> es la temperatura de una superficie más grande (o negra) que la encierra.

Sin embargo, por la bibliografía se conoce que los superconductores usados en los evaporadores permiten una conductividad alta y que además no hay radiación en los sistemas de refrigeración; por tanto las componentes creadas en la ecuación de balance de energía debido a la conducción y radiación son despreciadas. Finalmente, la única componente con la que se contará en esta tesis, es la generada por la convección.

## Capítulo II

### Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

### 2.1. Sistemas de refrigeración

El diseño de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor está basado en la teoría de la termodinámica, por eso se describe el comportamiento dinámico de este proceso del punto de vista de esta ciencia. Su diseño permite el intercambio de calor entre el aire circulante en las cámaras de conservación de productos agroindustriales, como la mostrada en la figura 2, y el líquido refrigerante, en el evaporador, cuyas propiedades termodinámicas permiten la absorción de calor del aire, y también logra la liberación de calor irrecuperable al medio ambiente.

En la bibliografía se puede encontrar diferentes clasificaciones, principalmente enfocado en dos sectores, el residencial y el industrial; sin embargo, en esta tesis se presenta una clasificación general [3],[7],[8],[9] descriptiva de las diferentes aplicaciones de los procesos de refrigeración:

a) Acondicionamiento:

Estos sistemas operan basados en las normas de confort humano: entre 22°C - 23°C, según las normas. Su aplicación es doméstica.

b) Enfriamiento:

Estos sistemas operan, normalmente, con temperaturas en un rango de  $+15^{\circ}$ C a  $+2^{\circ}$ C. Aunque pueden llegar a temperatura de 0°C, no presentan cambio de estado. Su aplicación es, mayoritariamente, doméstica o industrial en el pre-enfriamiento.

c) Refrigeración:

Se desea hacer referencia a procesos en los que interviene un cambio físico. El rango de temperaturas de estos procesos esta entre  $0^{\circ}$ C y -18°C. Sus aplicaciones varían entre el campo comercial (industrial), el de la investigación y para aplicaciones domésticas.

d) Congelamiento:

Su rango de temperaturas deseadas varía aproximadamente entre -18°C a -40°C. Este es un proceso utilizado para obtener mayores tiempos de conservación, periodos de un mes hasta un año. Sus aplicaciones son para fines industriales y de investigación.

Además, se tienen sistemas cuyos procesos ya no intervienen en la agroindustria como: el criogénico y la refrigeración magnética.



Figura 2: Cámara de refrigeración en proceso de conservación de fresas.

Fuente: www.google.com.pe

En la actualidad una de las ramas, en la utilización de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, ha sido enfocada hacia la conservación de diferentes productos agroindustriales o hidrobiológicos con el fin de conseguir temperaturas y humedades en las cámaras de conservación que preserven los productos.

Este estudio centra su interés en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor cuyos procesos acondicionan el aire para la conservación de los productos agroindustriales.

### 2.2. Sistemas de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor por expansión directa describe el funcionamiento de la mayoría de los sistemas de acondicionamiento de aire, como los mencionados en la clasificación hecha en la sección 2.1. Los estudios presentan éste como el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. A pesar de ser un estudio teórico, este ciclo es el que mejor representa el proceso empleado en los dispositivos de refrigeración, como: refrigeradores, bombas de calor y sistemas de acondicionamiento de aire (Cengel y Boles, 2009).

### 2.2.1. Ciclo ideal por compresión de vapor

Un ciclo ideal por compresión de vapor hace referencia a un ciclo invertido de Carnot; y en éste se evapora por completo el refrigerante antes de ser comprimido y se sustituye la turbina por un dispositivo de estrangulamiento (Cengel y Boles, 2009).

El ciclo ideal por compresión de vapor está compuesto por cuatro procesos (ver figura





Figura 3. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Cengel y Boles, 2009

1-2: Compresión isentrópica. Entra vapor saturado y sale vapor sobrecalentado (La temperatura y la presión aumentan).

2-3: Rechazo de calor a presión constante en el condensador. El refrigerante sale como líquido saturado.

3 – 4: Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

4 - 1: Absorción de calor a presión constante en un evaporador. Entra como vapor húmedo y baja calidad y se evapora por completo, absorbiendo calor del espacio refrigerado (Cengel y Boles, 2009).

### 2.2.2. Ciclo real por compresión de vapor

Un ciclo real por compresión de vapor difiere de uno ideal en algunos aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son: la fricción del fluido y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de esto, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser larga; por tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y transferencia de calor de los alrededores al refrigerante puede ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo en condiciones de flujo estacionario es proporcional al volumen específico. (Cengel, 2009, págs 622-623).

### 2.2.3. Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

Los componentes básicos de todo sistema de refrigeración por compresión de vapor son: evaporador, compresor, válvula de expansión y condensador, sin embargo, en temas de refrigeración industrial (equipos grandes, no domésticos), aparecen más componentes como sistemas de control, instrumentos de medición (manómetros), tanques recibidores, tanques separadores de líquido, etc. A pesar de esto, el esquema general que representa a todos los sistemas de refrigeración por compresión de vapor está compuesto por sus 4 componentes principales, los cuales, de la misma manera, conforman el sistema analizado en esta tesis.

Este proyecto se basa en la modelación matemática de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, utilizado en una planta de exportación de mango, en el cual se presentan los 4 componentes principales además de otros componentes que se encontraron en la industria como el **recibidor** (ver apartado 2.2.3.5).

### **2.2.3.1.** Compresor<sup>1</sup>

Un compresor es uno de los cuatro componentes esenciales del sistema básico de compresión de vapor de refrigeración; los otros son el condensador, evaporador, y el dispositivo de expansión. El compresor hace circular el refrigerante a través del sistema y aumenta la presión del vapor del refrigerante para crear el diferencial de presión entre el condensador y el evaporador.

Existen dos grandes categorías de compresores: los volumétricos o de desplazamiento positivo y los dinámicos.

-Los compresores volumétricos o de desplazamiento positivo aumentan la presión del vapor del refrigerante mediante la reducción del volumen de la cámara de compresión a través del trabajo aplicado al mecanismo del compresor. Los compresores de desplazamiento positivo incluyen muchos tipos de compresores que se utilizan actualmente, como el movimiento alternativo, giratorio (pistón rodante, paletas rotativas, de un solo tornillo, de doble tornillo), y orbital (desplazamiento, trocoidal).

-Los compresores dinámicos aumentan la presión del vapor del refrigerante, por transferencia continua de la energía cinética, del elemento giratorio al vapor, seguido de la conversión de esta energía en forma de aumento de la presión. El funcionamiento de los compresores centrífugos, como el mostrado en la figura 4, se basa en estos principios.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> La elaboración de este apartado ha sido basada en ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment(SI), 2008, pag 37.1



Figura 4: Compresor usado en refrigeración industrial

Fuente: www.google.com

### **2.2.3.2.** Condensador<sup>2</sup>

El condensador en un sistema de refrigeración es un intercambiador de calor que rechaza todo el calor del sistema. Este calor se compone del calor absorbido por el evaporador más el calor producido por la degradación de parte de la energía mecánica entregada al compresor. El compresor descarga el refrigerante calentado a alta presión en el condensador, que rechaza calor desde el gas hacia algún medio más frío. Por lo tanto, el refrigerante frío se condensa de nuevo al estado líquido y se drena desde el condensador para continuar en el ciclo de refrigeración.

Los condensadores pueden ser clasificados según su medio de enfriamiento como: enfriado por agua (de doble tubo como el presentado en la figura 5, carcasa-serpentín, carcasa-tubos), enfriado por aire (convección natural, convección forzada), por evaporación (enfriado mediante aire y agua) y enfriado por refrigerante (sistema de cascada).



Figura 5: Condensador enfriado por agua de doble tubo.



### **2.2.3.3.Válvula de expansión**<sup>3</sup>

Las válvulas son los elementos de control manual o automática de líquido de un sistema de tuberías. Se construyen para soportar un rango específico de temperatura, presión,

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> La elaboración de este apartado ha sido basada en ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment(SI), 2008, pag 38.1

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> La elaboración de este apartado ha sido basada en ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment(SI), 2008, pag 46.1.

corrosión, y tensión mecánica. El diseñador selecciona y especifica la válvula adecuada para la aplicación para dar el mejor servicio frente a las necesidades económicas.

Las válvulas tienen algunas de las siguientes funciones primarias:

-Iniciar, detener y dirigir el flujo.-Regular, controlar o reducir el caudal.-Prevenir el reflujo.-Regular de la presión.

Las válvulas son la unidad expansiva que genera un cambio en la presión del fluido, desde temperaturas y presiones altas en el condensador hasta bajas en la entrada del evaporador.

Su clasificación abarca dos grandes grupos:

- a) Reguladoras de caudal: Válvulas manuales como la mostrada en la figura 6, automáticas o presostática, de expansión termostática y de flotador.
- b) No reguladoras (restrictivas)



Figura 6: Válvula de expansión realizada en software

Fuente: www.google.com

### 2.2.3.4. Evaporador de expansión directa<sup>4</sup>

El evaporador es un dispositivo, también conocido como intercambiador de calor, conformado por una serie de tubos dispuestos en un recipiente metálico (carcasa). A este dispositivo llega el refrigerante líquido, parcialmente vaporizado para luego producirse la ebullición, a baja presión, de la parte de fluido que aún queda líquida resultando así, vapor seco saturado. Este fluido líquido proviene de la unidad expansora. Mediante la ebullición se extrae calor del aire presente en la cámara de conservación.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> La elaboración de este apartado ha sido basada en ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment(SI), 2008, pag 40.1.

La clasificación los evaporadores se realiza bajo dos criterios: su funcionamiento y su configuración.

-El criterio de funcionamiento presenta 2 clases: de expansión seca y los inundados.

-El criterio de configuración clasifica los evaporados en: los de tubos desnudos, de placas, estáticos de tubos y/o aletas como se puede apreciar en la figura 7, y los de tiro con aire forzado.



Figura 7: Evaporador estático de tubos (Convección natural)

Fuente: www.google.com

### 2.2.3.5. Recibidor<sup>5</sup>

El recibidor es un depósito de acumulación para el exceso de refrigerante; éste se conduce desde el condensador hacia la parte superior del receptor, y el refrigerante líquido se entrega a las válvulas de expansión por la toma en la parte inferior. Generalmente, no se considera en los modelos dinámicos de las plantas de refrigeración o no existente en la planta de modelado. Sin embargo, la presencia del recibidor y su dinámica no es del todo sin influencia en la dinámica de los sistemas de refrigeración, en particular durante los cambios rápidos de presión. [6] y [10]

Sus funciones son:

-Sirve como depósito de almacenamiento de donde se puede bombear refrigerante, cuando otro componente del sistema debe ser reparado o el sistema tiene que parar por un tiempo prolongado.

-Maneja el exceso de carga de refrigerante que se produce debido a los condensadores, enfriados por aire, a través del control de la presión de condensación del flujo.

Para nuestro estudio, la dinámica del tanque separador de líquidos no será considerada en el modelo matemático.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> La elaboración de este apartado ha sido basada en ASHRAE Handbook-Refrigeration(SI), 2010, pag. 1.21
# **Capítulo III**

# Modelación matemática del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

# 3.1. Introducción

En este capítulo se desarrolla el modelo matemático que describe el comportamiento dinámico del sistema de refrigeración por compresión de vapor, y con esto, se analizará la salida del sistema (temperatura en la cámara de conservación), tiempo de respuesta y posibilidades de optimización del sistema. La modelación está basada en los estudios [1], [2], [4], [5] donde Qi & Deng describen un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado a un sistema de acondicionamiento de aire, sin embargo, para efectos de esta tesis, el modelo será aplicado a la industria agroalimentaria teniendo como caso estudio la conservación de mango en una planta exportadora. El sistema que se modelará será un sistema de refrigeración con expansión directa, cuyos componentes se muestran en la figura 8.

Para el desarrollo del sistema se plantean las siguientes hipótesis generales:

- 1. Todo el aire recircula, no hay ingreso de aire del exterior de la cámara.
- 2. Existe un mezclado uniforme y homogéneo del aire en la cámara de conservación y también en el evaporador.
- 3. Propiedades uniformes en cada sección donde el fluido de trabajo cruza la superficie de control.
- 4. El área de cada sección es plana y perpendicular al vector velocidad del fluido.
- 5. En el evaporador de expansión directa existen dos regiones: seca y húmeda.
- 6. La pérdida de presión en los ductos se considera despreciable.
- 7. La salida del aire al pasar por el evaporador posee un 60% de humedad relativa.
- 8. Se utilizará el refrigerante R22.
- 9. Se tiene una conductividad muy alta debido al superconductor (cobre) utilizado en los evaporadores.



Figura 8: Esquema de sistema de refrigeración

Fuente: Basado en el diseño de las referencias [1], [2], [6] y [10]

# 3.2. Cámara de refrigeración (Espacio refrigerado)

# 3.2.1. Balance de energía

Se plantean las siguientes hipótesis en el espacio refrigerado (volumen de control 1) mostrado en la figura 9:

- 1. En la ecuación de conservación de la energía, el cambio en las energías cinética y potencial por unidad de tiempo es insignificante respecto a otros términos presentes.
- 2. El sistema de circulación de aire consta de 1 entrada y 1 salida.
- 3. No existe trabajo de entrada ni de salida.
- 4. Subíndices: 1-entrada, 2-salida
- 5. Flujo másico de entrada es igual al flujo másico de salida.
- 6. Para minimizar el tiempo de simulación, debido a los efectos de cálculo en la carga computacional, la temperatura en el espacio refrigerado se asume igual a la temperatura a la salida del volumen de control, evitando así una distribución espacial de temperaturas en la cámara de conservación.
- 7. Las propiedades dentro del volumen de control son uniformes pero variables en el tiempo.
- 8. No hay pérdidas de calor a través de las paredes o del suelo de la cámara de conservación.



Figura 9: Volumen de control de la cámara de refrigeración

Fuente: Elaboración propia

De la ecuación (1.16) se tiene:

$$\left[\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}(h + e_c + e_p)\right] - \left[\dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}(h + e_c + e_p)\right] = \frac{d}{dt} \left[m_{vc} \sum (u + e_c + e_p)_{vc}\right] [kW]$$
(3.1)

Donde  $\dot{Q}$  es la tasa de transferencia de energía neta por calor,  $\dot{W}$  es la tasa de transferencia de energía neta por trabajo,  $(h + e_c + e_p)$  es la tasa de transferencia de energía por unidad de masa causada por las componentes de entalpía y energías cinética y potencial, respectivamente. Además,  $m_{vc}$  es la cantidad de masa de aire presente en el volumen de control,  $(u + e_c + e_p)$  es la energía total por unidad de masa dentro del volumen de control. Siendo los sub-indices "ent" y sal", los términos utilizados para identificar las entradas y salidas del sistema, respectivamente.

Aplicando las hipótesis planteadas se obtiene:

$$Q_{ent} + m_1 h_1 - m_2 h_2 = \frac{d}{dt} (m.u)_{vc} [kW]$$
(3.2)

Donde el calor de entrada está compuesto por el calor de carga y el aportado por el ventilador.

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_{c\,\mathrm{arg}\,a} + \dot{Q}_{gv} [kW] \tag{3.3}$$

Siendo  $\dot{Q}_{carga}$  la tasa de calor sensible en el espacio refrigerado y  $\dot{Q}_{gv}$  la tasa de calor generada por el ventilador. Sin embargo, dado que el calor sensible debido a la carga producida por el mango se considera como disturbio en este estudio, no será tomada en consideración para la evaluación del modelo planteado pues causaría alteraciones en la temperatura de la cámara de conservación llevándolo a salir de su punto de operación. Esto se debe a que el estudio del sistema de refrigeración por compresión de vapor representado a través de un modelo matemático no incluye el diseño de un controlador que se encargue de limitar las salidas. Por tanto, el análisis del componente de la carga térmica debida a la fruta se realizará como un complemento al estudio en la sección 3.5.

En la refrigeración industrial la configuración que tiene el soporte que incluye tanto el evaporador como el ventilador se encuentra en contacto con la cámara de conservación, donde el ventilador tiene ubicada sus paletas dentro de esta. Por tanto se puede asumir que el aire enfriado es aportado directamente por el ventilador; y la ecuación que describe el calor que aporta a la cámara es:

$$\dot{Q}_{gv} = k_{gv} f \left[ kW \right] \tag{3.4}$$

Para lo cual se define  $k_{gv}$  como el coeficiente de ganancia de calor generada por el ventilador y *f* como el flujo volumétrico del aire del ventilador.

Además, la masa m en el volumen de control se determina como:

$$m = \rho V [kg] \tag{3.5}$$

Siendo p la densidad del aire húmedo y V el volumen de la cámara de conservación.

Los flujos másicos son:

$$m_1 = m_2 = m = \rho f \left[ kg / s \right]$$
(3.6)

El cambio en la entalpia por unidad de masa se describe en función de la temperatura y el calor específico denominado  $C_{p,prom}$ , siendo este un calor específico promedio a presión constante para el rango de temperaturas de trabajo. Además  $T_2$  representa la temperatura de cámara de conservación y  $T_1$  la temperatura de salida del evaporador.

$$\Delta h = C_{p, prom} (T_2 - T_1) = C_p (T_2 - T_1) [kJ / kg]$$
(3.7)

La velocidad de cambio en el tiempo de la energía interna dentro del volumen de control se determina como:

$$\frac{d(m.u)_{vc}}{dt} = mC_{v,prom} \frac{dT_2}{dt} [kW]$$
(3.8)

Reemplazando las ecuaciones (3.4), (3.7) y (3.8) en la (3.2) se tiene:

$$Q_{carg_a} + k_{gv}f + mC_p(T_2 - T_1) = mC_V \frac{dT_2}{dt} [kW]$$
(3.9)

Finalmente, reemplazando las ecuaciones (3.5) y (3.6) en la (3.9) se obtiene la ecuación que rige el comportamiento dinámico de la energía en la cámara de conservación del sistema de refrigeración por compresión de vapor:

$$\dot{Q}_{carga} + k_{gv}f + \rho f C_{p}(T_{2} - T_{1}) = \rho V C_{v} \frac{dT_{2}}{dt} [kW]$$
(3.10)

#### 3.2.2. Balance de masa de la cantidad de humedad en el espacio refrigerado

Se plantean las siguientes hipótesis en el espacio refrigerado (volumen de control 1) mostrado en la figura 9:

1. Solo hay una entrada y salida por las cuales circula el aire.

- 2. Subíndices: 1-entrada, 2-salida.
- 3. Los flujos másicos a la entrada y a la salida son idénticos.
- 4. Para minimizar el tiempo de simulación debido a los efectos de cálculo en la carga computacional, la humedad en el espacio refrigerado se asume igual a la humedad a la salida del volumen de control, evitando así una distribución espacial de la humedad en la cámara de conservación.
- 5. La humedad relativa se mantendrá constante a lo largo de todo el proceso de refrigeración y será de 60%.

Partiendo de la ecuación (1.5) se obtiene:

$$m_{ent} - m_{sal} = \frac{d}{dt} (m)_{sist} [kg / s]$$
(3.11)

Aplicando las hipótesis anteriormente mencionadas en la ecuación (3.11) se obtiene:

$$\begin{pmatrix} M + m_{1,\text{vapor de agua}} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} m_{2,\text{vapor de agua}} \end{pmatrix} = \frac{d}{dt} (m)_{sist} [kg / s]$$
(3.12)

Donde M representa la cantidad de humedad en la unidad de tiempo presente en el espacio refrigerado, la cual, será tratada como  $\dot{Q}_{carga}$ , es decir como disturbio en este estudio, sin embargo, a diferencia que  $\dot{Q}_{carga}$  no se realizará un estudio posterior pues su influencia no será considerada, debido a que la finalidad del estudio es el comportamiento dinámico de la temperatura de la cámara de conservación; con esto, se justifica que el valor de M será igual a 0.

La humedad específica *w* se define como la relación entre la cantidad de masa de vapor de agua que contiene un kilogramo de masa de seco.

$$w = \frac{m_{\text{vapor de agua}}}{m_{\text{aire seco}}} \left[ \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg aire seco}} \right]$$
(3.13)

Reemplazando la ecuación (3.13) en la (3.12) tenemos:

$$M + w_1 m_{\text{aire seco}} - w_2 m_{\text{aire seco}} = \frac{d}{dt} (w_2 m_{\text{aire seco}}) \left\lfloor \frac{kg}{s} \right\rfloor$$
(3.14)

Se resuelve

$$M + m_{\text{aire seco}}(w_1 - w_2) = m_{\text{aire seco}} \frac{d}{dt}(w_2) \left[\frac{kg}{s}\right]$$
(3.15)

Finalmente, se reemplaza las ecuaciones (3.5) y (3.6) en la (3.15) y así se obtiene:

$$M + \rho f(w_1 - w_2) = \rho V \frac{d}{dt}(w_2) [kg / s]$$
(3.16)

#### 3.3. Evaporador

El evaporador cuenta con 3 zonas: el serpentín (pared), el lado del aire que pierde calor y el lado del refrigerante que absorbe calor, como lo mostrado en la figura 10:



Figura 10: Esquema del evaporador presentando las tres zonas del evaporador.

Fuente: Elaboración propia

En el evaporador se presenta un proceso termodinámico, en el cual la humedad específica del aire aumenta en su recorrido por el evaporador, sin embargo, para efectos de diseño, se asumen dos regiones en el evaporador: una región seca en la cual la humedad específica aun no es significativa en el aire y una región húmeda en la cual la humedad ya es significativa en el aire. Basados en los estudios [2], [5] el volumen del lado del aire en el evaporador se divide en: una región seca, la cual poseerá un volumen equivalente al 20% y una región húmeda, la cual poseerá un 80% del volumen del evaporador, presentados en la figura 11.



Figura 11: Esquema del evaporador presentando las regiones seca y húmeda.

Fuente: Elaboración propia

En la figura 12 se presenta además la disposición de los 3 volúmenes de control que se analizarán en el evaporador.



Figura 12: Esquema del evaporador presentando los tres volúmenes de control.

Fuente: Elaboración propia

Los volúmenes de control en el evaporador son: La región seca (volumen de control 2):

En la figura 13 se presenta el volumen de control 2 en la región seca del lado del aire del evaporador.



Figura 13: Volumen de control en la región seca del lado del aire en el evaporador.

Fuente: Elaboración propia

La región húmeda (volumen de control 3):

En la figura 14 se presenta el volumen de control 3 en la región húmeda del lado aire en el evaporador.



Figura 14: Volumen de control en la región húmeda del lado del aire en el evaporador.

Fuente: Elaboración propia

La pared de la tubería o serpentín (volumen de control 4):



En la figura 15 se presenta el volumen de control 4 de la pared de la tubería o

Figura 15: Volumen de control en la pared del serpentín en el evaporador.

#### Fuente: Elaboración propia

En esta sección se presentará el balance de energía de cada volumen de control, analizando la sección del aire y no la del refrigerante.

#### 3.3.1. Balance de energía en la región seca del evaporador

Se plantean las siguientes hipótesis en la región seca del evaporador (volumen de control 2) mostrado en la figura 13.

- 1. El cambio en las energías cinética y potencial por unidad de tiempo es insignificante respecto a otros términos presentes en la ecuación de conservación de la energía.
- 2. No hay calores de salida.
- 3. No existe trabajo de entrada ni de salida.
- 4. Subíndices: 2-entrada, 3-salida
- 5. Existe transferencia de calor por convección entre el aire y la pared de la región seca del evaporador.
- 6. Flujo másico de entrada es igual al flujo másico de salida.
- 7. Para minimizar el tiempo de simulación debido a los efectos de cálculo en la carga computacional, la temperatura en el espacio refrigerado se asume igual a la temperatura a la salida del volumen de control, evitando así una distribución espacial de temperaturas en la región seca del evaporador.
- 8. Las propiedades dentro del volumen de control son uniformes pero variables en el tiempo.

Aplicando las hipótesis planteadas en la ecuación (3.1) se obtiene:

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = \frac{d}{dt} (mu)_{vc} [kW]$$
(3.17)

El calor por convección se define como:

$$\dot{Q}_{ent} = \alpha_1 A_1 (T_p - \frac{T_2 + T_3}{2}) [kW]$$
(3.18)

Donde  $\alpha$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y la pared del intercambiador de calor del evaporador, *A* es el área de transferencia de calor entre el aire y la pared del intercambiador del calor del evaporador, siendo el sub-índice 1, la referencia a la región seca del evaporador,  $T_p$  la temperatura en la pared del serpentín del evaporador y  $T_3$  la temperatura de salida de la región seca del evaporador.

En los flujos másicos se cumple

serpentín.

$$m_2 = m_3 = m = \rho f [kg / s]$$
 (3.19)

Y la masa m en el volumen de control se expresa como:

$$m = \rho V_{h1} [kg] \tag{3.20}$$

Donde  $\rho$  la densidad del aire húmedo y  $V_{h1}$  el volumen de la región seca del evaporador.

La velocidad de cambio en el tiempo de la energía interna dentro del volumen de control se determina como:

$$\frac{d(m.u)_{vc}}{dt} = mC_{v,prom} \frac{dT_3}{dt} [kW]$$
(3.21)

El cambio en la entalpía por unidad de masa se describe en función de la temperatura y el calor específico denominado  $C_{p,prom}$ , siendo este un calor específico promedio para el rango de temperaturas de trabajo.

$$\Delta h = C_{p,prom}(T_3 - T_2) = C_p(T_3 - T_2) [kJ / kg]$$
(3.22)

Finalmente, reemplazando las ecuaciones (3.20) a la (3.22) en la (3.17) se obtiene:

$$\alpha_1 A_1 (T_p - \frac{T_2 + T_3}{2}) + \rho f C_p (T_3 - T_2) = \rho V_{h1} C_V \frac{dT_3}{dt} [kW]$$
(3.23)

# 3.3.2. Balance de energía en la región húmeda del evaporador

Se plantean las siguientes hipótesis en la región húmeda del evaporador (volumen de control 3) mostrado en la figura 14.

- 1. El cambio en las energías cinética y potencial por unidad de tiempo es insignificante respecto a otros términos presentes en la ecuación de conservación de la energía.
- 2. No hay calores de salida.
- 3. No existe trabajo de entrada ni de salida.
- 4. Subíndices: 3-entrada, 1-salida
- 5. Existe transferencia de calor por convección entre el aire y la pared de la región húmeda del evaporador.
- 6. Flujo másico de entrada es igual al flujo másico de salida.
- 7. Para minimizar el tiempo de simulación debido a los efectos de cálculo en la carga computacional, la temperatura en el espacio refrigerado se asume igual a la temperatura a la salida del volumen de control, evitando así una distribución espacial de temperaturas en la región húmeda del evaporador.
- 8. Las propiedades dentro del volumen de control son uniformes pero variables en el tiempo.

Aplicando las hipótesis planteadas en la ecuación (3.1) se obtiene:

$$Q_{ent} + m_3 h_3 - m_1 h_1 = \frac{d}{dt} (m.u)_{vc} [kW]$$
(3.24)

El calor por convección se define como:

$$\dot{Q}_{ent} = \alpha_2 A_2 (T_p - \frac{T_3 + T_1}{2}) [kW]$$
 (3.25)

Se hace uso de los parámetros  $\alpha$  y *A* definidos en la sección 3.3.1, siendo el subindice 2, la referencia a la región húmeda del evaporador.

En los flujos másicos se cumple:

$$m_1 = m_3 = m = \rho f \left[ kg / s \right] \tag{3.26}$$

Y la masa m en el volumen de control se expresa como:

$$m = \rho V_{h2} [kg] \tag{3.27}$$

Donde  $\rho$  la densidad del aire húmedo y  $V_{h2}$  el volumen de la región húmeda del evaporador.

El cambio en la entalpia por unidad de masa se describe en función de la temperatura y el calor específico denominado  $C_{p,prom}$ , siendo este un calor específico promedio para el rango de temperaturas de trabajo

$$\Delta h = C_{p,prom}(T_1 - T_3) = C_p(T_1 - T_3) [kJ / kg]$$
(3.28)

Finalmente, reemplazando las ecuaciones (3.25) y (3.26) en la (3.24) se obtiene:

$$\alpha_2 A_2(T_p - \frac{T_3 + T_1}{2}) + \rho f(h_3 - h_1) = m \frac{du}{dt} [kW]$$
(3.29)

Se desea expresar el término de energía interna en términos de la entalpia en la ecuación de balance de energía.

Partiendo de la definición de entalpía se tiene:

$$H = U + pV[J] \tag{3.30}$$

Donde *p* representa la presión de trabajo.

Expresando la (3.30) por unidad de masa, se obtiene:

$$h = u + p / \rho [J / kg] \tag{3.31}$$

Derivando la (3.31)

$$\frac{dh}{dt} = \frac{du}{dt} + \frac{1}{\rho}\frac{dp}{dt} + p\frac{d}{dt}\frac{1}{\rho}$$
(3.32)

-La presión en el evaporador se mantiene constante a lo largo del tiempo por tanto se cumple:

$$\frac{dp}{dt} = 0 \tag{3.33}$$

-La densidad del aire se mantiene constante a lo largo del tiempo por ser fluido incompresible. Por tanto,

$$\frac{d}{dt}\frac{1}{\rho} = 0 \tag{3.34}$$

Reemplazando las ecuaciones (3.33) y (3.34) en la (3.31) se obtiene:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{du}{dt} \tag{3.35}$$

Reemplazando la igualdad (3.35) en la ecuación (3.29) se consigue:

$$\alpha_2 A_2 (T_p - \frac{T_3 + T_1}{2}) + \rho f(h_3 - h_1) = m \frac{dh}{dt} [kW]$$
(3.36)

La entalpía específica del aire húmedo, se define como:

$$h_i = C_p T_i + h_g w_i \ [kJ / \text{kg aire seco}]$$
(3.37)

Donde  $h_g$  es la entalpía del vapor saturado a la temperatura  $T_i$  y  $w_i$  es la humedad específica.

En su paso por el evaporador, el aire tiene un aumento de humedad relativa, sin embargo este aumento no es significativo, por tanto la humedad absoluta  $w_3$  será asumida igual a  $w_2$ . Este calentamiento simple, también permite asumir  $h_{g3}$  igual a  $h_{g1}$ .

Entonces  $h_g^6$  se define como:

$$h_{e1} = h_e = 2500.5 + 1.82(T_1 + 273) [kJ / kg aire seco]$$
 (3.38)

Finalmente, reemplazando las ecuaciones (3.27), (3.28) y (3.37) en la (3.38) se obtiene:

$$\alpha_2 A_2 (T_p - \frac{T_3 + T_1}{2}) + \rho f C_p (T_3 - T_1) + \rho f h_g (w_2 - w_1) = \rho V_{h2} C_p \frac{dT_1}{dt} + \rho V_{h2} h_g \frac{dw_1}{dt} [kW]$$
(3.39)

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> La ecuación 3.38 no se usará dentro del programa de cálculo, sino que su valor será ingresado como input considerando el valor de T1 dado en la tabla 12.

#### 3.3.3. Balance de energía en la pared del evaporador (serpentín)

Se plantean las siguientes hipótesis en las paredes del evaporador (volumen de control 4) mostrado en la figura 15.

- 1. El cambio en las energías cinética y potencial por unidad de tiempo es insignificante respecto a otros términos presentes en la ecuación de conservación de la energía.
- 2. No hay calores de salida
- 3. No existe trabajo de entrada ni de salida.
- 4. Existe transferencia de calor por convección entre el aire y la pared de la región húmeda del evaporador.
- 5. Subíndices: 2 y r2-entradas, 1 y r1-salidas
- 6. Flujo másico de entrada es igual al flujo másico de salida.
- 7. Para minimizar el tiempo de simulación debido a los efectos de cálculo en la carga computacional, la temperatura en el espacio refrigerado se asume igual a la temperatura del volumen de control, siendo esta la temperatura de la pared del serpentín.
- 8. Las propiedades dentro del volumen de control son uniformes pero variables en el tiempo.

En las referencias [1], [2], [4] y [5] se describen ecuaciones que permiten la modelación del balance de energía en las paredes del evaporador, a partir del intercambio que se produce entre el refrigerante y el aire. El comportamiento dinámico del refrigerante viene expresado a través del funcionamiento del compresor, siendo la velocidad de este, el parámetro que influye en este modelo.

Aplicando las hipótesis planteadas en la ecuación (3.1) y las ecuaciones descritas en las referencias [1], [2], [4] y [5] se obtiene:

$$\dot{Q}_{ent} + M_{ref} h_{r1} - M_{ref} h_{r2} = \frac{d}{dt} (m.u)_{vc} [kW]$$
(3.40)

Donde  $M_{ref}$  representa el flujo másico de refrigerante barrido por el compresor de velocidad variable.

Para nuestro caso particular se tiene que el calor por convección se define:

$$\dot{Q}_{ent} = \alpha_1 A_1 \left( \frac{T_2 + T_3}{2} - T_p \right) + \alpha_2 A_2 \left( \frac{T_3 + T_1}{2} - T_p \right) \left[ kW \right]$$
(3.41)

Donde T<sub>p</sub> es la temperatura de la pared del serpentín.

Y la masa  $m_p$  en el volumen de control se expresa como:

$$n_p = \rho_p V_p [kg] \tag{3.42}$$

Siendo  $\rho_p$  la densidad del serpentín y  $V_p$  el volumen del serpentín.

La velocidad de cambio en el tiempo de la energía interna dentro del volumen de control se determina como:

$$\frac{d(m.u)_{vc}}{dt} = m_p C_{v,prom} \frac{dT_p}{dt} [kW]$$
(3.43)

Reemplazando las ecuaciones (3.35), (3.42) y (3.43) en la (3.39) se obtiene:

$$\alpha_{1}A_{1}(\frac{T_{2}+T_{3}}{2}-T_{p}) + \alpha_{2}A_{2}(\frac{T_{3}+T_{1}}{2}-T_{p}) - M_{ref}(h_{r2}-h_{r1}) = (C_{p}\rho V)_{p}\frac{dT_{p}}{dt}[kW]$$
(3.44)

La combinación entre los parámetros  $C_p$ ,  $\rho$  y V expresados en el término  $(C_p \rho V)_p$  se conoce como **capacitancia térmica** de la pared del serpentín del evaporador.

En las referencias [1], [2], [4] y [5] se encuentra una relación entre la masa del refrigerante, coeficientes y la velocidad de giro del compresor (rpm).

$$M_{ref} = \frac{sV_{com}}{v_s}\lambda$$
(3.45)

Además, una expresión para el parámetro lambda  $\lambda$ :

$$\lambda = 1 - 0.015 \left[ \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{1/\beta} - 1 \right]$$
(3.46)

Se puede describir la masa del refrigerante como una función de: *s* que representa la velocidad de rotación del compresor,  $V_{com}$  volumen teórico del compresor,  $v_s$  como el volumen especifico del refrigerante,  $\beta$  la relación de compresión en el compresor y las potencias, tanto del compresor ( $P_c$ ) como del evaporador ( $P_e$ ):

$$M_{ref} = \frac{sV_{com}}{v_s} \left( 1 - 0.015 \left[ \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{1}{\beta}} - 1 \right] \right)$$
(3.47)

Para el presente modelo matemático la relación de compresión ( $\beta$ ) es constante e igual a 1.18.

Reemplazando la ecuación (3.47) en la (3.44) se obtiene:

$$\alpha_{1}A_{1}(\frac{T_{2}+T_{3}}{2}-T_{p})+\alpha_{2}A_{2}(\frac{T_{3}+T_{1}}{2}-T_{p})-\left[\frac{sV_{com}}{v_{s}}\left(1-0.015\left[\left(\frac{P_{c}}{P_{e}}\right)^{\frac{1}{\beta}}-1\right]\right)\right](h_{r2}-h_{r1})=(C_{p}\rho V)_{p}\frac{dT_{p}}{dt}[W]$$
(3.48)

# 3.4. Carta psicrométrica

En las referencias [1] y [2], de la carta psicométrica del aire se puede realizar una recopilación de datos dentro del rango de trabajo del sistema de refrigeración para obtener una ecuación cuadrática que relacione, de acuerdo a estudios, la humedad específica  $(w_1)$  con la temperatura  $(T_1)$  a la salida del evaporador, con la suposición que a la salida del evaporador se tiene un aire saturado al 60%.

Temperatura a la	Humedad específica a la
salida del evaporador	salida del evaporador
0	0.0029
2.5	0.0033
5	0.0036
7.5	0.0043
10	0.0052
12.5	0.0056
15	0.0074
17.5	0.0083
20	0.0093
22.5	0.0108
25	0.0125
27.5	0.0145
30	0.0166

Tabla 1: Valores de temperatura en función de los valores de humedad específica extraídos de carta psicométrica

Fuente: Elaboración propia



Figura 16: Gráfica de la curva de humedad específica en función de la temperatura

Fuente: Elaboración mediante uso de Excel.

Haciendo uso de la herramienta para elaborar graficas de dispersión del programa Excel de Microsoft Office se puede extraer la ecuación de la curva que describe la relación entre la temperatura y la humedad específica antes mencionada.

$$W_1 = \frac{0.01T_1^2 + 0.07T_1 + 3}{1000}$$
(3.49)

Derivando la ecuación (3.50) se obtiene:

$$\frac{dW_1}{dt} = \frac{0.02T + 0.07}{1000} \frac{dT_1}{dt}$$
(3.50)

#### 3.5. Carga de la fruta

En la sección 3.2.1 se especificó que el modelo que describe la carga térmica debida a la fruta se realizaría como un complemento del estudio por ser un disturbio que afectaría el comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación al no contar con el diseño de un controlador para este sistema.

Basados en las referencias bibliográficas [6], [15] y [16], se hizo uso de ecuaciones que permiten modelar la carga térmica causada por la fruta, siendo el mango el objeto de estudio de este proyecto.

El proceso de enfriamiento del mango se ve representado a través de la liberación de calor al ambiente (cámara de conservación) produciéndose una disminución en la temperatura de la fruta y, finalmente, convergiendo en una temperatura similar a la del recinto.

La descripción del proceso de equilibrio térmico mostrado en la figura 17 es: en la frontera o cascara del mango se produce la respiración de la fruta, encargada del proceso de maduración, la cual es retrasada mediante la disminución de la temperatura del producto.



Figura 17: Intercambio térmico entre el mango y la cámara de conservación

Fuente: Elaboración propia

La respiración tiene un doble efecto: el primero, es el aumento de la temperatura de la cámara de conservación debido a la absorción de calor por el aire refrigerado, y el segundo, es la disminución de calor de la fruta debido a la pérdida de calor.

El aumento de calor de la temperatura de la cámara es representado por la emisión de calor al ambiente (cámara de conservación) representado como una tasa de calor sensible [6]. Por otro lado, la disminución de calor de la fruta es representada por la tasa de calor

liberada al ambiente llamada tasa de calor por respiración [15]. Finalmente, la diferencia entre estas tasas de calor causa la disminución de temperatura de la fruta.

La carga  $\dot{Q}_{carga}$ , mencionada en la ecuación de balance de energía del apartado 3.2.1, hace referencia al primer efecto de la respiración.

$$\dot{Q}_{carga} = \dot{Q}_{ref} [kW]$$
(3.51)

Donde  $\dot{Q}_{ref}$  representa la tasa de calor sensible debida al enfriamiento del mango.

Documentos científicos [6] y manuales de refrigeración [16] presentan ecuaciones que rigen el comportamiento dinámico de la temperatura de la fruta:

$$\frac{dT_{mango}}{dt} = \frac{Q_{mango}}{1000 * m_f C_p^{ref}} \left[ °C / s \right]$$
(3.52)

Donde  $m_f$  es la masa en toneladas,  $C_p^{ref}$  es el calor específico promedio de la fruta por encima de su punto de congelación,  $T_{mango}$  es la temperatura del mango y  $\dot{Q}_{mango}$  es la tasa de calor resultante del intercambio de térmico producido en el mango.

Para lo cual definimos  $\dot{Q}_{mango}$  como:

$$Q_{mango} = Q_{resp} - Q_{ref} [kW]$$
(3.53)

Donde  $\dot{Q}_{resp}$  representa la tasa de calor por respiración o calor ganado por la fruta.

Los estudios [6] presentan análisis que permiten representar el calor sensible que produce la carga de la fruta ingresada al recinto:

$$Q_{carga} = Q_{ref} = (T_{mango} - T_{aire})UA_{mango} / 1000 [kW]$$
(3.54)

Siendo  $UA_{mango}$  el término que describe el producto entre el coeficiente total de transferencia de calor y el área de la fruta,  $T_{aire}$  es la temperatura del aire dentro de la cámara de conservación, también conocida como  $T_2$ .

El segundo término de la ecuación (3.53) que describe la tasa de calor por respiración se determina como [15]:

$$\dot{Q}_{resp} = e^{(A+B^*T_{mango})} m_f / 1000 [kW]$$
 (3.55)

Donde A y B son constantes que permiten el cálculo de valores máximos y mínimos de las tasas de respiración de los alimentos,  $\dot{Q}_{resp}_{max}$  y  $\dot{Q}_{resp}_{min}$ , respectivamente.

Haciendo uso de estas constantes, se realizó un promedio de la tasa de respiración, el cual se expresa como:

$$\dot{Q}_{resp} = \frac{\dot{Q}_{resp_{max}} + \dot{Q}_{resp_{min}}}{2} [kW]$$
(3.56)

Reemplazando la forma de la ecuación (3.55) para  $\dot{Q}_{resp}_{max}$  y  $\dot{Q}_{resp}_{min}$  en la (3.56) se obtiene la ecuación de la tasa de respiración promedio:

$$\dot{Q}_{resp} = \frac{e^{(A_{\max} + B_{\max} * T)} + e^{(A_{\min} + B_{\min} * T)}}{2} m_f / 1000 [kW]$$
(3.57)

Reemplazando las ecuaciones (3.54) y (3.57) en la (3.53) se obtiene:

$$\dot{Q}_{mango} = \frac{e^{(A_{max} + B_{max} * T_{mango})} + e^{(A_{min} + B_{min} * T_{mango})}}{2} m_f / 1000 - (T_{mango} - T_{aire}) UA_{mango} / 1000 [kW]$$
(3.58)

Finalmente reemplazando la ecuación (3.58) en la (3.52) podemos definir la ecuación que describe el comportamiento dinámico de la temperatura del mango.

$$\frac{dT_{mango}}{dt} = \frac{\left(\frac{e^{(A_{max} + B_{max} * T_{mango})} + e^{(A_{min} + B_{min} * T_{mango})}}{2} m_f / 1000 - (T_{mango} - T_{aire})UA_{mango} / 1000\right)}{1000 * m_f C_p^{ref}}$$
(3.59)

# **Capítulo IV**

# Simulación: Caso Estudio

#### 4.1. Introducción

Este capítulo presenta un caso estudio, donde se analizará el modelo matemático planteado en el capítulo III. Haciendo uso de los datos proporcionados por la empresa GRUPPESA, dedicada a la construcción, diseño y mantenimiento de cámaras de refrigeración de la empresa ECOFRUIT, se validará el modelo a través de la simulación del proceso de refrigeración.

La fruta se cosecha y transporta a la empresa empacadora. En ésta recibe los tratamientos de acuerdo a los protocolos de exportación de los países con los cuales se comercializa.

En el caso de una exportación a los Estados Unidos, la fruta recibe un tratamiento hidrotermico, posterior a esto, ingresa a cámaras de pre-enfriamiento o túneles en los cuales recibe un "golpe de frío" donde la temperatura desciende hasta los 8°C o 10°C, dependiendo del tipo de mango: Ken o Mango Tommy, respectivamente. Esta temperatura no puede ser menor a los 7°C o 9°C, respectivamente debido a que se puede producir el efecto denominado quemadura por frio, donde la cáscara de la fruta adopta una coloración.

En la exportación a Europa, no se realiza tratamiento hidrotérmico, por tanto, la fruta ingresa directamente a los túneles.

En ambos casos, luego de salir de los túneles, donde permaneció alrededor de 6 a 7 horas, la fruta pasa directamente a las cámaras de refrigeración donde permanece hasta ser exportada.

Los sistemas de refrigeración utilizados en cámaras de conservación son diseñados a partir de su capacidad de trabajo. La mínima temperatura que pueden alcanzar es la temperatura en la que operan en el estado estacionario: 8°C. Antes del encendido de los equipos, las cámaras se encuentran vacías y a temperatura ambiente. En este caso, por estar en Piura se trabaja con una temperatura de 28° y una humedad absoluta de 55% promedio durante los meses de octubre, noviembre y diciembre; época en que se cosecha el mango.

La temperatura esperada tener en la cámara de refrigeración, después de encender el equipo, es de 8°C con una humedad relativa de 60%, requerimientos bajo los cuales, los

sistemas fueron diseñados por las diferentes marcas y luego seleccionados para su utilización por las empresas que instalan los equipos.

La cámara que se desea refrigerar tiene un volumen de  $6x12x5=360m^3$ . Los datos usados en el modelo son de tipo teórico, recolectados en bibliografía y de tipo experimental recolectados en la industria.

En todo sistema físico dedicado a los procesos de refrigeración se cuenta con una unidad de control o sistema de control que limita sus salidas; sea el caso de refrigeración doméstica o aire acondicionado (HVAC, siglas en ingles) para poder limitar la humedad y la temperatura o en sistemas de refrigeración industrial donde lo más importante es controlar la temperatura.

Para realizar el análisis a través de la simulación numérica se hará uso de Matlab, herramienta de software matemático que posee su propio lenguaje de programación (Lenguaje M). Entre sus prestaciones cuenta con solucionador de ecuaciones, manipulador de matrices, visualización de datos y posee con un simulador (Simulink) de procesos a través de la creación de diagrama de bloques; el cual permitirá elaborar el programa de cálculo para simulación del proceso de refrigeración.

#### 4.2. Estructura del programa de cálculo

Se pretende tener una mejor gestión de los datos que permita tener una adecuada visualización de las gráficas de resultados y para ello se ha estructurado el programa en 3 etapas: pre-proceso, proceso y post-proceso. En la figura 18 se muestra la estructura del programa de cálculo.



Figura 18: Diagrama de flujo de la estructura del programa de cálculo

Fuente: Elaboración propia

#### 4.2.1. Etapa de pre-proceso

En esta etapa del programa se introduce los datos requeridos para realizar los cálculos en la etapa de proceso.

Para determinar los valores de las humedades específicas o absolutas  $w_1$  y  $w_2$  se recurre a la tabla psicrométrica mediante las combinaciones de temperatura y humedad relativa. Para una humedad relativa de 55% y temperatura de 24°C se tiene una humedad especifica  $W_2$  de 11.35gr/kg de aire seco y para una humedad relativa de 60% y temperatura de 8°C se tiene una humedad especifica  $W_1$  de 4 gr/kg de aire seco.

Tabla 2: Parámetros de la cámara de refrigeración

Símbolo	Magnitud	Unidades
V	Volumen de la cámara de	<sup>3</sup>
V	conservación	m

Tabla 3: Parámetros del aire dentro de la cámara de refrigeración

Símbolo	Magnitud	Unidades
$C_p$	Calor especifico a presión constante del aire recirculante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
$C_v$	Calor especifico a volumen constante del aire recirculante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
$T_2$	Temperatura de la cámara de conservación	°C
<i>w</i> <sub>2</sub>	Humedad específica contenida en el ambiente aire en la cámara de conservación	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$
ρ	Densidad del aire húmedo	$kg.m^{-3}$

Tabla 4: Parámetros del refrigerante

Símbolo	Magnitud	Unidades
h	Entalpía específica del refrigerante a la entrada	$kI k a^{-1}$
<i>r</i> <sub><i>r</i>1</sub>	del evaporador	10 .118
$h_{r2}$	Entalpía específica del refrigerante a la salida	$k I k a^{-1}$
	del evaporador	ĸJ.ĸg
v <sub>s</sub>	Volumen específico del refrigerante	$m^{3} k a^{-1}$
	sobrecalentado	т .кд
Р	Presión de condensación del refrigerante	MPa
- c	Treston de condensación del temperante	nn a
$P_{e}$	Presión de evaporación del refrigerante	MPa

Tabla 5:	Parámetros	del	evaporador
			*

Símbolo	Magnitud	Unidades
$\alpha_{_1}$	Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
α2	Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
$A_{1}$	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador del calor de evaporador	$m^2$
$A_2$	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador del calor de evaporador	m <sup>2</sup>
$V_{h1}$	Volumen del aire de la región seca en el evaporador	$m^3$
V <sub>h2</sub>	Volumen del aire de la región húmeda en el evaporador	$m^3$
$T_1$	Temperatura a la salida del evaporador	°C
W <sub>1</sub>	Humedad específica del aire a la salida del evaporador	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$
$h_{_g}$	Entalpía de vapor saturado	$kJ.kg^{-1}$
$T_p$	Temperatura en la pared del serpentín del evaporador	°C
$\left(\overline{C_p  ho V}\right)_p$	Capacitancia térmica en la pared del serpentín del evaporador	$kJ.K^{-1}$

Tabla 6: Parámetros del compresor

Símbolo	Magnitud	Unidades
S	Velocidad de giro del compresor	rpm
$V_{com}$	Volumen barrido por el rotor del compresor	$m^3$
β	Relación de compresión	-

Tabla 7: Parámetros del ventilador

Símbolo	Magnitud	Unidades
f	Flujo volumétrico del ventilador	$m^3.s^{-1}$
k <sub>gv</sub>	Coeficiente de ganancia de calor por el ventilador	$kJ.kg^{-1}$

Tabla 8: Parámetros de la fruta

Símbolo	Magnitud	Unidades
A	Constante máxima tipo A para cálculo de tasa	-
- max	de respiración	
Α.	Constante mínima tipo A para cálculo de tasa	-
- min	de respiración	
В	Constante máxima tipo B para cálculo de tasa	-
max	de respiración	
B	Constante mínima tipo B para cálculo de tasa	-
- min	de respiración	
$m_{f}$	Masa total del mango a refrigerar	ton
$C^{ref}$	Calor específico promedio de la fruta por	$k I k \sigma^{-1} K^{-1}$
C p	encima de su punto de congelación	
UA	Producto entre el coeficiente total de	$kJ.K^{-1}$
- mango	transferencia de calor y el área del mango	
T <sub>mango</sub>	Temperatura final de la fruta	°C

#### 4.2.2. Etapa de proceso

En esta etapa del programa se realiza la solución de las ecuaciones diferenciales que gobiernan la dinámica del proceso del sistema de refrigeración del mango presentadas en el capítulo III.

El programa inicia con el requerimiento de los datos de la sección 4.2.1 a través de un código de extensión .M. Este código envía los datos al modelo que se encuentra implementado en simulink, el cual realiza la simulación del proceso de refrigeración, solucionando las ecuaciones que describen la dinámica a través del método numérico Runge-Kutta de 4to orden, el cual se explicará en la sección 4.2.3, y así obtener las gráficas que mostrarán la evolución de la temperatura de la cámara de conservación en el tiempo y con respecto a la variación en la velocidad de giro del compresor.

La solución del sistema de ecuaciones del modelo implementado en simulink se realizará a través de un diagrama de bloques, presentados en los Anexos B, donde cada bloque representa una de las 6 ecuaciones necesarias que describen el comportamiento dinámico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor teniendo en cuenta el lado del aire del sistema de refrigeración:

Bloque	Ecuación	Representación
1	(3.10)	Balance de energía realizado en la cámara de conservación
2	(3.16)	Balance de masa realizado en la cámara de conservación
3	(3.23)	Balance de energía realizado en la sección seca del evaporador
4	(3.39)	Balance de energía realizado en la sección húmeda del evaporador
5	(3.48)	Balance de energía realizado en el serpentín del evaporador
6	(3.50)	Ecuación de relación entre la humedad específica y la temperatura

En la figura 19 se presenta el diagrama de flujo de la estructura del programa de cálculo en la etapa de proceso.



Figura 19: Diagrama de flujo de la estructura de la etapa de proceso

Fuente: Elaboración propia

Las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico del sistema:

$$\begin{aligned} Q_{carga} + k_{gv}f + \rho fC_{p}(T_{1} - T_{2}) &= \rho VC_{v} \frac{dT_{2}}{dt} [W] \dots (Bloque1) \\ M + \rho f(w_{1} - w_{2}) &= \rho V \frac{d}{dt}(w_{2}) [kg / s] \dots (Bloque2) \\ \alpha_{1}A_{1}(T_{p} - \frac{T_{2} + T_{3}}{2}) + \rho fC_{p}(T_{2} - T_{3}) &= \rho V_{h1}C_{v} \frac{dT_{3}}{dt} [W] \dots (Bloque3) \\ \alpha_{2}A_{2}(T_{p} - \frac{T_{3} + T_{1}}{2}) + \rho fC_{p}(T_{3} - T_{1}) + \rho fh_{fg}(w_{2} - w_{1}) &= \rho V_{h2}C_{p} \frac{dT_{1}}{dt} + \rho V_{h2}h_{g} \frac{dw_{1}}{dt} [W] \dots (Bloque4) \\ \alpha_{1}A_{1}(\frac{T_{2} + T_{3}}{2} - T_{p}) + \alpha_{2}A_{2}(\frac{T_{3} + T_{1}}{2} - T_{p}) - \left[ \frac{sV_{com}}{v_{s}} \left( 1 - 0.015 \left[ \left( \frac{P_{c}}{P_{c}} \right)^{\frac{1}{p}} - 1 \right] \right] \right] (h_{r2} - h_{r1}) = (C_{p}\rho V)_{p} \frac{dT_{p}}{dt} [W] \dots (Bloque5) \\ \frac{dW_{1}}{dt} - \frac{0.01T + 0.07}{1000} \frac{dT_{1}}{dt} = 0 \dots (Bloque6) \end{aligned}$$

#### 4.2.3. Método numérico de Runge Kutta- 4to orden

La herramienta de simulación (SIMULINK) del software Matlab hace uso del método Runge-Kutta de 4to orden gracias a su alta precisión para la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden estableciendo lo siguiente:

"x" y "y" deben ser variables independiente y dependiente, respectivamente, y la derivada de la variable "y" respecto de la variable "x" se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)$$

Los coeficientes del método Runge-Kutta de cuarto orden se definen como:

 $k_{1} = h \cdot f(x_{j}, Y_{j})$   $k_{2} = h \cdot f(x_{j} + \frac{h}{2}, Y_{j} + \frac{k_{1}}{2})$   $k_{3} = h \cdot f(x_{j} + \frac{h}{2}, Y_{j} + \frac{k_{2}}{2})$   $k_{4} = h \cdot f(x_{j} + h, Y_{j} + k_{3})$ 

donde h es la longitud de paso, j indica el número del paso y  $Y_j$  es el valor de la variable dependiente "y" en el paso j-ésimo.

El valor de la variable dependiente "y" en el paso j+1-ésimo se determina como:

$$Y_{j+1} = Y_j + \frac{k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4}{6}$$

#### 4.2.4. Etapa de post-proceso

En esta etapa se presentan, en forma gráfica, los resultados del comportamiento dinámico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizados en el campo de la industria agroalimentaria con el fin de validar el modelo matemático de la investigación realizada a través de la simulación de la temperatura en la cámara de conservación  $(T_2)$  y una comparación con el punto de operación real de un sistema de refrigeración utilizado en la industria de conservación de productos agroindustriales.

#### 4.3. Resultados

El modelo matemático que representa el sistema de refrigeración por compresión de vapor no incluye el diseño de un controlador con lo cual, se afirma que el comportamiento dinámico del sistema mostrará un correcto desempeño alrededor del punto de operación; sin embargo, separándose de este punto, el sistema se ve afectado por la falta de un sistema de control, que limite las salida mediante una acción de control en las entradas del sistema de refrigeración.

La información que se utiliza para validar el modelo matemático que describe el comportamiento dinámico del sistema de refrigeración por compresión de vapor proviene de tanto del ámbito teórico (libros, artículos científicos, tablas de datos de internet) como del ámbito experimental (know-how en las industrias dedicadas a implementar cámaras de refrigeración). Esta información es el input con el que se alimentará el modelo, la cual se mencionó en la etapa de pre-proceso en el apartado 4.2.1.

Tabla 9: Parámetros de la cámara de refrigeración

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
V	Volumen de la cámara de conservación	$m^3$	360	Experimental <sup>7</sup>

Tabla 10: Parámetros del aire dentro de la cámara de refrigeración

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
$C_p$	Calor específico a presión constante del aire circulante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	1.006	Teórico <sup>8</sup>
$C_{v}$	Calor específico a volumen constante del aire circulante	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	0.718	Teórico <sup>8</sup>
$T_2$	Temperatura de la cámara de conservación	°C	28	Experimental <sup>7</sup>
<i>w</i> <sub>2</sub>	Humedad específica del aire en la cámara de conservación	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$	0.0001135	Teórico <sup>9</sup>
ρ	Densidad del aire húmedo	$kg.m^{-3}$	1.2	Teórico <sup>8</sup>

Tabla 11: Parámetros de la fruta

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
A <sub>max</sub>	Constante máxima tipo A para cálculo de tasa de respiración	-	3.56	Teórico <sup>10</sup>
A <sub>min</sub>	Constante mínima tipo A para cálculo de tasa de respiración	-	2.86	Teórico <sup>10</sup>
B <sub>max</sub>	Constante máxima tipo B para cálculo de tasa de respiración	-	0.1257	Teórico <sup>10</sup>
$B_{\min}$	Constante mínima tipo B para cálculo de tasa de respiración	-	0.1251	Teórico <sup>10</sup>
$m_{f}$	Masa total de mango a refrigerar	ton	100	Experimental <sup>7</sup>
$C_p^{ref}$	Calor específico promedio de la fruta por encima de su punto de congelación	$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	3.74	Teórico <sup>11</sup>
UA <sub>mango</sub>	Producto entre el coeficiente total de transferencia de calor y el área del mango	$kJ.K^{-1}$	0.5	Teórico <sup>12</sup>
T <sub>mango</sub>	Temperatura final de la fruta	°C	8	Experimental <sup>7</sup>

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Dato proveído por Sr. Dany García de empresa Gruppesa
<sup>8</sup> Referencias bibliográficas [1], [2], [13]
<sup>9</sup> Extraído de la carta psicométrica del aire a 1atm.
<sup>10</sup> Referencia bibliográfica [15]
<sup>11</sup> ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration (2010), Tabla 3 capítulo 19
<sup>12</sup> Referencia bibliográfica [6]

Tabla 12: Parámetros del evaporador

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
$\alpha_1$	Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}.°C^{-1}$	0.0936	Teórico <sup>8</sup>
α2	Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador	$kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$	0.0455	Teórico <sup>8</sup>
$A_1$	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador	$m^2$	71.2	Experimental <sup>7</sup>
A <sub>2</sub>	Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador	m <sup>2</sup>	284.8	Experimental <sup>7</sup>
$V_{h1}$	Volumen del aire de la región seca en el evaporador	$m^3$	0.3908	Experimental <sup>7</sup>
V <sub>h2</sub>	Volumen del aire de la región húmeda en el evaporador	$m^3$	1.5632	Experimental <sup>7</sup>
$T_1$	Temperatura a la salida del evaporador	°C	6.5	Experimental <sup>7</sup>
<i>W</i> <sub>1</sub>	Humedad específica del aire a la salida del evaporador	$kg_{vapor}.kg_{aireseco}^{-1}$	0.004	Teórico <sup>9</sup>
$h_{g}$	Entalpía específica del vapor saturado	$kJ.kg^{-1}$	3012	Teórico <sup>13</sup>
$T_p$	Temperatura en la pared del serpentín del evaporador	°C	2	Experimental <sup>7</sup>
$\left(C_{p}\rho V\right)_{p}$	Capacitancia térmica en la pared del serpentín del evaporador	$kJ.K^{-1}$	292.9	Experimental <sup>7</sup>

Tabla 13: Parámetros del compresor

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
S	Velocidad de giro del compresor	rpm	3600	Experimental <sup>7</sup>
$V_{com}$	Volumen barrido por el rotor del compresor	$m^3$	0.0001327	Experimental <sup>7</sup>
β	Relación de compresión	-	1.18	Teórico <sup>8</sup>

<sup>43</sup> 

<sup>&</sup>lt;sup>13</sup> Resultado de la ecuación (3.38)

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
$h_{r1}$	Entalpía específica del refrigerante a la entrada del evaporador	$kJ.kg^{-1}$	383.2	Teórico <sup>8</sup>
$h_{r2}$	Entalpía específica del refrigerante a la salida del evaporador	$kJ.kg^{-1}$	415	Teórico <sup>14</sup>
V <sub>s</sub>	Volumen específico del refrigerante sobrecalentado	$m^3.kg^{-1}$	0.0515	Teórico <sup>14</sup>
$P_{c}$	Presión de condensación del refrigerante	MPa	1.723	Experimental <sup>7</sup>
$P_{e}$	Presión de evaporación del refrigerante	MPa	0.414	Experimental <sup>7</sup>

Tabla 14: Parámetros del refrigerante

Tabla 15: Parámetros del ventilador

Símbolo	Magnitud	Unidades	Valor	Tipo de dato
f	Flujo volumétrico del ventilador	$m^3.s^{-1}$	0.4	Experimental <sup>15</sup>
$k_{gv}$	Coeficiente de ganancia de calor por el ventilador	$kJ.kg^{-1}$	0.6	Experimental <sup>15</sup>

El sistema, diseñado sin control alguno, cuenta con la modelación de la carga de la fruta, sin embargo ésta se considera como una perturbación o disturbio, la cual afectaría el comportamiento dinámico del sistema llevándolo a divergir en los resultados de la curva real de funcionamiento. Por tanto, en una primera instancia se presentará la gráfica correspondiente al comportamiento dinámico del sistema sin carga alguna, con lo cual se podrá apreciar la dinámica de la temperatura de la cámara de conservación del sistema de refrigeración a lo largo del tiempo por medio de una curva como resultado de la simulación del sistema, y comparar estos resultados con el punto de funcionamiento o punto de operación del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

En la industria, las cámaras de conservación de mangos alcanzan el punto de operación de un sistema de refrigeración por compresión de vapor a los 40-45 minutos promedio tras encender el equipo, en un estado sin carga. Este punto de operación hace referencia a una temperatura de 8°C con una velocidad del compresor de 3600 rpm (100%).

En el modelo analizado se planteó algunas hipótesis de trabajo expresadas en el capítulo III; éstas eliminan las siguientes perturbaciones: existencia de retardos los cuales involucran el alcance de una temperatura homogénea a lo largo de toda la habitación o que el aire refrigerado sea uniforme en toda la cámara. Estos retardos se dan tras el encendido del sistema sin carga y están entre 5 y 10 minutos.

Además, otro tipo de perturbaciones se ve causada por los factores principales en las cámaras de refrigeración del sistema: el suelo, los equipos, las luces. Es conocida la importancia en la industria de considerar el calor que aportan los motores y las luces, y la

<sup>&</sup>lt;sup>14</sup> Referencia Bibliográfica [14]

<sup>&</sup>lt;sup>15</sup> Extraído de ficha técnica de evaporadores para una cámara de conservación de material prima, Anexo C

pérdida de poder de enfriamiento del sistema debido a un mal aislamiento del suelo para el diseño y posterior selección de los equipos del sistema de refrigeración. Sin embargo en este modelo se ha considerado una cámara de conservación pequeña: 360m<sup>3</sup>, en promedio alrededor de 5 containers, por lo cual las pérdidas de calor no han sido modeladas en este proyecto, considerándose de valor igual a 0.

Como resultado de la investigación se presenta en la figura 20 la simulación del sistema de refrigeración por compresión de vapor, mostrando el comportamiento dinámico de la temperatura de la cámara de refrigeración, partiendo del encendido del equipo, donde la cámara de conservación se encuentra a temperatura ambiente de 28°C, hasta el punto de operación sin presencia de carga, apreciándose un descenso en la temperatura y alcanzando los 8°C en un tiempo de 2365 segundos (39.42 minutos).

Sumando a este resultado los 5 minutos de retraso, para conseguir un aire homogéneo y uniforme en toda la cámara, conseguimos 44.42 minutos. Resultado que representa de forma aproximada el sistema de refrigeración (40-45 minutos promedio).



Figura 20: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación en función del tiempo

Fuente: Elaboración propia

#### 4.4. Análisis de sensibilidad

Se realizó un análisis de sensibilidad con la finalidad de mostrar el cambio en el comportamiento dinámico de la temperatura de la cámara de conservación ( $T_2$ ) a través de la variación de algunos de los parámetros como: el tiempo de simulación, el flujo del aire generado por el ventilador y la velocidad de giro del compresor.

Este análisis implica la variación de un sólo parámetro a igualdad del resto de los mismos.

#### 4.4.1. Análisis de sensibilidad variando el tiempo de simulación

Se aumenta el tiempo de simulación de 3000 segundos a 15000 segundos.

Se puede apreciar en la figura 21 que tras alejarse al punto de operación (X:2365s, Y: 8), la temperatura mantiene un descenso a lo largo del tiempo.

Como se explicó en la sección 4.3, el diseño del modelo matemático no incluye un sistema de control, con lo cual se puede explicar por qué no se puede mantener la temperatura de la cámara de conservación en 8°C (punto de operación). Siendo éste el motivo por el cual la temperatura de la cámara continua un proceso de descenso debido al poder de enfriamiento del refrigerante.

Mostrándose además una sección de convergencia entre 0 y 1°C, estado en el cual el refrigerante ya no puede aportar extraer energía térmica para continuar el proceso de descenso de la temperatura.



Figura 21: Temperatura en la cámara de conservación variando el tiempo de simulación

#### Fuente: Elaboración propia

Finalmente, de la ecuación (3.10) se puede decir que este descenso viene explicado por el aporte continuo del flujo de aire frío del ventilador, el cual afecta directamente la temperatura de la cámara de conservación, siendo el flujo del ventilador afectado por el flujo de refrigerante, que varía con la velocidad del compresor.

En la industria, esto se explica a través del sistema de control tipo ON-OFF que es parte de todo el sistema de refrigeración; este sistema de control está diseñado para actuar en los rangos establecidos de trabajo, generalmente, siendo estos de un máximo de 1°C. Es decir, el sistema de control inicia el enfriamiento (estado ON) hasta que alcance el punto de operación menos 1°C, luego el sistema de control se apaga (estado OFF) hasta que la temperatura alcanza el rango máximo (más 1°C sobre el punto de operación) causado por el calor generado por la carga y por el calor generado por el ventilador; en ese momento el sistema de control vuelve a activar el compresor (estado ON) para alcanzar la mínima temperatura del rango.

# 4.4.2. Análisis de sensibilidad variando el flujo del ventilador

Se simuló una variación en el funcionamiento del ventilador. El caudal f de aire fue reducido a la mitad, sin embargo para poder apreciar el efecto del cambio el tiempo de simulación fue variado a 15000 segundos.

El flujo del ventilador no solo influye a través de la carga que genera el ventilador, sino que también influye en el enfriamiento del proceso haciéndolo más veloz o más lento como se muestra en la figura 22. Esto se debe a la presencia del tercer término de la ecuación (3.10) el cual influye en el cambio de la temperatura y por tanto en la rapidez del aumento de la temperatura de la cámara de conservación en función del tiempo  $\left(\frac{dT_2}{dt}\right)$ .



Temperatura en la cámara de conservación

Figura 22: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación con 50% del caudal del aire

#### Fuente: Elaboración propia

En la figura 22 se muestra una comparación entre el comportamiento dinámico de las temperaturas de la cámara de conservación bajo el efecto de la variación en el flujo de aire del ventilador.

Tras disminuir el flujo del ventilador a la mitad de su valor, el tiempo que le toma a la temperatura llegar a su punto de operación es mucho mayor. La curva de color azul muestra la respuesta del modelo frente a una disminución del flujo en 50% de su valor, llevando al modelo a alcanzar el punto de operación en 3804s (63.4 minutos), mientras que la curva azul muestra la respuesta del modelo manteniendo el flujo al 100% de su valor alcanzando el punto de operación en 2365s (39.42 minutos).

#### 4.4.3. Análisis de sensibilidad variando la velocidad de giro del compresor

Se simuló una variación en la velocidad de giro del compresor. La velocidad de giro del compresor fue reducida a la mitad, sin embargo, para poder apreciar el efecto del cambio el tiempo de simulación fue variado a 15000 segundos.

La velocidad de giro del compresor permite aumentar o disminuir la cantidad de caudal de refrigerante que llega al evaporador, esto tiene influencia en la rapidez para alcanzar el punto de operación verificándose en la temperatura que alcanza en cada instante de tiempo como se muestra en la figura 23.

En la figura 23 se presenta una comparación entre el comportamiento dinámico de las temperaturas de la cámara de conservación bajo el efecto de la variación en la velocidad de giro del compresor.



Figura 23: Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación con 50% de la velocidad de giro del compresor

#### Fuente: Elaboración propia

Tras disminuir la velocidad de giro del compresor a la mitad de su valor, el tiempo que le toma a la temperatura llegar a su punto de operación es mayor. La curva de color rojo muestra la respuesta del modelo frente a una disminución de la velocidad de giro en 50% de su valor, llevando al modelo a alcanzar el punto de operación en 3078s (51.3 minutos), mientras que la curva azul muestra la respuesta del modelo manteniendo la velocidad de giro del compresor al 100% de su valor alcanzando el punto de operación en 2365s (39.42 minutos).

Además, se puede apreciar cómo, pasado el punto de operación, la curva que describe la dinámica de la temperatura en la cámara de conservación es más lenta y con esto más difícil conseguir el máximo enfriamiento posible, tardando casi el doble de tiempo converger en el rango de 0-1°C.

#### 4.5. Análisis de la carga de la fruta

#### 4.5.1. Descripción

La carga o calor producido por la refrigeración de la fruta se presenta como un disturbio en el estudio del sistema de refrigeración por compresión de vapor que se ha planteado. Aunque su estudio es complementario, es de interés para esta tesis mostrar resultados que representen el comportamiento dinámico del sistema frente a la carga.

Estudios futuros podrán mostrar resultados de un control de la temperatura frente a este disturbio y de esta manera, poder mantenerla dentro de los rangos deseados a través de sistemas de control.

Los análisis realizados en las referencias [6], [15], [16], que permitieron el diseño de la carga de forma dinámica, el cual se acopla a la ecuación de balance de energía mostrado en la sección 3.2.1.

Como se explicó previamente, los sistemas de refrigeración aplicados a la agroindustria tienen la finalidad de hacer más lento el proceso de maduración de la fruta para que pueda ser exportada, puesta en supermercado y luego estar apta para el consumo humano.

En la industria, el mango almacenado en las cámaras de conservación proviene de los túneles de refrigeración, lugar donde reciben un "golpe de frio". Este "golpe de frio" hace referencia un proceso donde la temperatura de la fruta desciende desde los 28°C hasta los 8°C, luego, el producto se pasa a las cámaras de conservación, las cuales ya se encuentran a la 8°C, durante este proceso, las cámaras aumentan entre 1 a 2 grados su temperatura debido a factores externos como la apertura de puertas e ingreso de personas.

Una vez que la fruta es ingresada a la cámara, el sistema debe enfriar la cámara hasta los 7°C a través del estado ON del sistema de control con lo cual es compresor se encuentra trabajando al 100%, inmediatamente, el sistema de control adquiere un estado OFF en el que el compresor es apagado hasta que la temperatura de la cámara alcanza 9°C, instante en el cual se vuelve a encender. Este proceso ininterrumpido de encendido y apagado del sistema está programado para realizarse constantemente hasta que la fruta es colocada en containers para ser exportada.

En este proyecto se mostrará cómo el comportamiento dinámico de la temperatura se ve afectado por la carga en una comparación con el sistema funcionando sin carga alguna. La presencia de la carga será introducida luego de que el modelo alcance el punto de operación en los 2365s (8°C en 39.42 minutos).

# 4.5.2. Comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara frente la introducción de carga

Para poder apreciar los resultados el tiempo de simulación se ajustó a 20000s.

En la figura 24 se presenta una comparación entre el comportamiento dinámico de la temperatura cuando el modelo no incluye la carga vs cuando se incluye una carga de 100 toneladas de mango en el instante que la cámara alcanzó su punto de operación.

La carga fue ingresada en 3 grupos de 1/3 del total de las toneladas de fruta. El primer tercio de la carga es ingresado en los 2500 segundos, el segundo tercio, 2000 segundos después y el tercer tercio es ingresado 3500 segundos después con respecto al primero.

En la temperatura de la cámara de conservación con carga se produce una variación alrededor de 1.5°C frente a la temperatura de la cámara sin presencia de carga.

Se aprecia nuevamente, que sin presencia de un sistema de control la temperatura de la cámara sigue disminuyendo debido a la acción del efecto refrigerante. En la industria esto no es posible ya que el mango por debajo de los 7°C sufre un efecto de quemado, por este motivo la programación de los sistemas de control de las cámaras de conservación aplicadas en la industria agroalimentaria de mango no permiten que estas desciendan sus temperaturas por debajo de los 7°C.



Figura 24: Comparación del comportamiento dinámico de la temperatura en la cámara de conservación frente a la presencia de carga.

Fuente: Elaboración propia

# 4.5.3. Comportamiento dinámico de la temperatura de la fruta vs la temperatura de la cámara.

Como se explicó en el apartado anterior la temperatura en la cámara no puede descender de los 7°C. Se presentará en la figura 25, una simulación de la temperatura de la fruta para mostrar su comportamiento dinámico en seguimiento al comportamiento de la temperatura de la cámara.

La figura 25 se muestra los dos comportamientos dinámicos: en la parte superior se muestra el comportamiento de la temperatura en la cámara de conservación mientras en la parte inferior se muestra el comportamiento de la temperatura del mango.

En la parte inferior de la figura 25 se puede apreciar, al inicio, una recta en los 8°C, esto representa los momentos en que la fruta ya adquirió esta temperatura en los túneles de refrigeración, y en el segundo 2500 ingresa a la cámara de conservación donde sigue un proceso de enfriamiento. En la industria esto causaría un efecto de quemado en la fruta, sin embargo para efectos de estudio, la simulación permite apreciar, de forma correcta, el comportamiento dinámico de la fruta en función a la variación de la temperatura de la cámara de conservación.

Teniendo como finalidad el estudio del comportamiento dinámico de sistema de refrigeración por compresión de vapor y como agregado a esto, el estudio del comportamiento del mango, se combinó la respuestas en una sola gráfica para apreciar el seguimiento de la temperatura de la fruta vs la temperatura de la cámara, resultado que se muestra en la figura 26.



Figura 25: Temperaturas de la cámara de conservación y del mango en función del tiempo

#### Fuente: Elaboración propia

Como se aprecia en la figura 26, la fruta inicia con una temperatura de 8°C (encontrándose en el túnel de refrigeración), hasta que en el segundo 2500 ingresa a la cámara. El ingreso se produce en este instante debido a que la temperatura de la cámara a los 2365s se encuentra a 8°C, esto permite que no haya una alta variación entre las temperaturas.


Figura 26: Temperaturas de la cámara de conservación y del mango en función del tiempo

Fuente: Elaboración propia

## Conclusiones

- El modelo matemático planteado por Qi &Deng representa en forma correcta el comportamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor aplicado en la industria agroalimentaria, es decir describe el comportamiento dinámico de la temperatura de la cámara de conservación alcanzando el punto de operación.
- El tiempo para alcanzar el punto de operación del sistema difiere del real debido a las hipótesis planteadas.
- La hipótesis 2 en la sección 3.1 acerca del mezclado del aire uniforme y homogéneo en la cámara de conservación, causa una variación aproximada de 10 minutos. El modelo podría mejorarse a través del uso de un delay (retraso) que represente el tiempo con el cual el aire que sale del evaporador alcance todo el recinto y además se homogenice dentro de este.
- La hipótesis 8 en la sección 3.2.1 acerca las pérdidas en las paredes o en el suelo de la cámara se ve reflejada en la diferencia de tiempo entre los resultados de la simulación del modelo (34.58 minutos) y los datos proporcionados por la industria (40 minutos) cuando el sistema trabaja al 100% de su capacidad tanto en velocidad del compresor como en flujo del aire del ventilador.
- La variación en la velocidad de giro no afecta tanto como el cambio causado por la variación del flujo de aire, esto se debe a que en la ecuación (3.10), el flujo del ventilador tiene gran influencia en la disminución de la temperatura de la cámara de conservación.
- El flujo del ventilador muestra dos comportamientos, en un primer lugar el comportamiento como enfriador, permitiendo que el sistema alcance la temperatura del punto de operación en un mayor o menor tiempo, y en un segundo lugar como un carga, la cual llevará al sistema a aumentar su temperatura a lo largo del tiempo. Ambos comportamientos se representa en los términos 2 y 3 de la ecuación (3.10)
- El sistema de control On-Off, que presentan todos los sistemas de refrigeración y aire acondicionado en la industria, es el encargado del controlar la temperatura y humedad (en el caso de aire acondicionado) frente a los diferentes disturbios que se presenten, como la carga por calor sensible, apertura de puertas, etc. Sin este sistema, los modelos que representen los sistemas de refrigeración por compresión de vapor presentaran distorsiones en sus resultados tras alejarse de su punto de operación.

## Bibliografía

[1] Qi, Q., & Deng, S. (2009). Multivariable control of indoor air temperature and humidity in a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system. Building And Environment, 44(8), 1659-1667.

[2] Qi, Q., & Deng, S. (2008). Multivariable control-oriented modeling of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system. International Journal Of Refrigeration, 31(5), 841-849.

[3] Cengel, Yunes y Boles, Michael. (2009). Termodinámica. Séptima Edición. Mc Graw Hill.

[4] Chen, W., Zhou X. & Deng S. (2005). Development of control method and dynamic model for multievaporator air conditioners (MEAC), 46(3),451-465.

[5] Chen, W. (2005). Modeling and control of a direct expansion (DX) variable-air-volume (VAV) air conditioning (A/C) system (Doctoral dissertation, The Hong Kong Polytechnic University).

[6] Kresten, K. S. et al. (2015). Modular modeling of a refrigeration container. International Journal Of Refrigeration. 55, 17-29.

[7] Luis Omar Diaz de Sandi. (2012). Procesos de enfriamiento, refrigeracion y congelacion. Julio 11, 2016, Sitio web: https://prezi.com/q4djyri\_wznn/procesos-de-enfriamiento-refrigeracion-y-congelacion/ /

[8]https://es.scribd.com/doc/23086455/Tipos-de-refrigeracion

[9]http://www.zonadiet.com/comida/alimento-congelacion.htm

[10] Jing, W. et al. (2015). A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: Description and experimental validation. International Journal Of Refrigeration. 53, 142-154.

[11] Nunes, T. K. et al (2015). Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response. Applied Energy. 158, 540-555.

[12] ASHRAE Handbook - HVAC System and Equipment(SI), 2008

[13] Vergara, L. A. G. (2011). Desarrollo y evaluación de controladores para la temperatura, humedad y presión del aire en un cuarto limpio (Doctoral dissertation, Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ingeniería).

[14] http://www.icer.cl/pdf/diagramas/st22.pdf

[15] Barreiro y Sandoval. (2006). Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas. Venezuela: Equinoccio

[16] ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI), 2010

#### [17] ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI), 2009

#### Anexo A

#### Código de programación

Introducción de datos para simulación

clear all close all clc %%PARAMETROS DE LA CAMARA %%Volumen de la cámara de conservación V=360; %%PARAMATROS DE AIRE DENTRO DE LA CAMARA %%Calor específico a presión constante del aire recirculante Cp=1.005; %%Calor específico a volumen constante del aire recirculante Cv=0.718; %%Densidad del aire húmedo d=1.25; %%PARAMETROS DE LA FRUTA %%Constante máxima tipo A para cálculo de tasa de respiración Amax=3.56; %%Constante mínima tipo A para cálculo de tasa de respiración Amin=2.86; %%Constante máxima tipo B para cálculo de tasa de respiración Bmax=0.1257; %%Constante mínima tipo B para cálculo de tasa de respiración Bmin=0.1251; %%Masa total de mango a refrigerar mf=100; %%Calor específico promedio de la fruta por encima de su punto de congelación Cpref=3.74; %%Coeficiente total de transferencia de calor del mango UA=0.5; %%Tiempo en que la fruta ingresa a la cámara de conservación tin=2500;

%%PARAMATROS DEL EVAPORADOR

%%Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador a1=0.0936; %%Coeficiente de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador a2=0.0455; %%Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región seca del intercambiador de calor del evaporador A1=71.2; %%Área de transferencia de calor entre el aire y la pared de la región húmeda del intercambiador de calor del evaporador A2=284.8; %%Volumen de aire de la región seca en el evaporador Vh1=0.3908; %%Volumen de aire de la región húmeda en el evaporador Vh2=1.5632; %%Entalpía de vaporización del agua hg=3012; %%Capacitancia térmica en la pared del serpentín del evaporador Ct=292.9;

#### %%PARAMETROS DEL COMPRESOR

%%Velocidad de giro del compresor s=3600; %%Volumen barrido por el rotor del compresor Vcom=1.327\*10^(-4); %%Relación de compresión B=1.18;

#### %%PARAMATROS DEL REFRIGERANTE

%%Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador hr1=383.2; %%Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador hr2=415; %%Volumen específico del refrigerante sobrecalentado vs=0.0515; %%Presión de condensación del refrigerante Pc=1.723; %%Presión de evaporación del refrigerante Pe=0.414;

%%PARAMETROS DEL VENTILADOR

%%Flujo volumétrico del ventilador f=0.4; %%Coeficiente de ganancia de calor del ventilador Kgv=0.6;

Diagrama de bloques del modelo matemático

Diagrama de bloques general del modelo matemático



Diagrama del bloque 1-Balance de energía en la cámara de conservación



Diagrama del bloque 2- Balance de masa en la cámara de conservación







Diagrama del bloque 4- Balance de energía en la región húmeda del evaporador



Diagrama del bloque 5- Balance de energía en la pared del evaporador



Diagrama del bloque 6- Relación entre la humedad específica y la temperatura



Diagrama del bloque del modelo de la carga



Diagrama del bloque del modelo de la carga por respiración



Diagrama del bloque del modelo de la carga por refrigeración



# Anexo C

# Ficha técnica del evaporador para cámara de conservación de materia prima

Evaporador usado en la industria para cámara de 6x12x5=360m<sup>3</sup>

# ROEN EST S.p.A. 34077 Ronchi dei Legionari (GO) - Italy

Tel.: +39 0481 474140 - Fax: +39 0481 779997 http: www.roenest.com - e-mail: info@roenest.com



Client:	Friopacking
Attention of:	Ing. Ricardo Flores
Your rif.:	Cubico 40kW
Our rif.:	IC.H.50.4.08-4T-Y
Operator:	DCR

Price 2013-5 Date: 22/01/2014 16.40



Flores



Pricelist		Euro/pz
Distance	5	m
Pressure level	51	dB(A)
NOISE		
Capacity	4x700	W
Current	4x0,90	А
Supply line	440/3/60 \	//P/Hz
RPM	1100	min^-1
Diameter	500	mm
Nr.	4	
FANS		
Temp.Evap.	10	°C
FLUID	R22	
Air Throw	23	m
Temp.IN	16/11,6	°C
Flow	23000	m³/h
AIR		
Capacity	40,47	kW

EXCHANGER		
FINS		
Fins material	AL	
Fin pitch	4	mm
Surface	356	m²
TUBES		
Material	CU	
Volume	66	dm³
HEADERS		
Material	CU	
IN	35	mm
OUT	54	mm
Length(A)	3950	mm
Width(F)	690	mm
Height(H)	810	mm
Fixing brackets(C)	3630	mm
Weight	287	kg