

**SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN PARA LA COMPARACIÓN DEL CONSUMO  
ENERGÉTICO BAJO CONTROL ON-OFF Y CONTROL  
CONTINUO**

**LEIDY ALEXANDRA VERGARA RODRÍGUEZ  
FROILÁN ANDRÉS MORALES SANABRIA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2009**

**SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN PARA LA COMPARACIÓN DEL CONSUMO  
ENERGÉTICO BAJO CONTROL ON-OFF Y CONTROL  
CONTINUO**

**LEIDY ALEXANDRA VERGARA RODRÍGUEZ  
FROILÁN ANDRÉS MORALES SANABRIA**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
OMAR ARMANDO GELVEZ A.  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2009**

## **DEDICATORIA**

A mis papás y a mi hermana,  
Por el amor que siempre me han mostrado.  
A ti Froilán.

**Leidy Alexandra Vergara Rodríguez**

## **DEDICATORIA**

A mi familia,  
Por su inquebrantable apoyo.  
A mi novia y compañera.

**Froilán Andrés Morales Sanabria**

## **AGRADECIMIENTOS**

Expresamos nuestro agradecimiento a:

A Omar A. Gelvez Arocha, Ingeniero Mecánico y Director del proyecto, por su oportuna orientación.

A Göran Wall, PhD of Philosophy in Physical Resource Theory, por su valioso aporte para la realización de este trabajo.

A Carlos E. Anaya Saltarín y a Bielenis Villanueva Triana, por facilitarnos información de gran utilidad desde OU, USA, la cual no estaba a nuestro alcance.

A todas las demás personas que nos apoyaron durante la elaboración de este proyecto.

## TABLA DE CONTENIDO

<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	1
<b>1. FUNDAMENTOS</b> .....	2
<b>1.1 CALOR</b> .....	2
<b>1.1.1 Transferencia de Calor</b> .....	2
1.1.1.1 <i>Conducción</i> .....	2
1.1.1.2 <i>Convección</i> .....	2
1.1.1.3 <i>Radiación</i> .....	3
<b>1.1.2 Transferencia de Calor transiente</b> .....	3
<b>1.1.3 Calor Sensible y Calor Latente</b> .....	4
<b>1.2 REFRIGERACIÓN</b> .....	4
<b>1.2.1 Definición</b> .....	4
<b>1.2.2 Historia</b> .....	4
<b>1.2.3 Refrigeradores y Bombas de Calor</b> .....	5
<b>1.2.4 Carga de Refrigeración</b> .....	6
<b>1.2.5 Refrigerantes</b> .....	7
1.2.5.1 <i>Refrigerantes Inorgánicos</i> .....	7
1.2.5.2 <i>Refrigerantes Orgánicos</i> .....	7
<b>1.2.6 Usos Industriales</b> .....	10
1.2.6.1 <i>Acondicionamiento de aire</i> .....	10
1.2.6.2 <i>Líquidos Enfriados para Refrigeración</i> .....	10
1.2.6.3 <i>Almacenamiento y transporte de líquidos a bajas temperaturas</i> .....	10
1.2.6.4 <i>Limpieza de aceites</i> .....	11
1.2.6.5 <i>Refrigeración de concreto</i> .....	11
1.2.6.6 <i>Pruebas a bajas temperaturas</i> .....	11

1.2.6.7	<i>Industria Química</i> .....	11
<b>2.</b>	<b>EL CICLO DE REFRIGERACIÓN</b> .....	12
<b>2.1</b>	<b>CICLO BÁSICO POR COMPRESIÓN DE VAPOR</b> .....	12
<b>2.1.1</b>	<b>Diagramas Termodinámicos</b> .....	13
2.1.1.1	<i>Presión-Entalpía [p-h]</i> .....	14
2.1.1.2	<i>Temperatura-Entropía [T-s]</i> .....	14
<b>2.1.2</b>	<b>Descripción de los componentes</b> .....	15
2.1.2.1	<i>Compresor</i> .....	15
2.1.2.2	<i>Condensador</i> .....	19
2.1.2.3	<i>Dispositivo de Expansión</i> .....	20
2.1.2.4	<i>Evaporador</i> .....	21
<b>2.2</b>	<b>ANÁLISIS DE DESEMPEÑO</b> .....	22
<b>2.2.1</b>	<b>Coefficiente de Operación (COP)</b> .....	22
<b>2.2.2</b>	<b>Capacidad de Refrigeración (CAP)</b> .....	23
<b>2.2.3</b>	<b>Potencia consumida por tonelada de refrigeración</b> .....	23
<b>2.3</b>	<b>ELEMENTOS DE CONTROL</b> .....	23
<b>2.3.1</b>	<b>Termostatos</b> .....	24
2.3.1.1	<i>Termostato de Ambiente</i> .....	24
2.3.1.2	<i>Termostato Antihielo</i> .....	24
2.3.1.3	<i>Termostato Anti-escarcha</i> .....	24
2.3.1.4	<i>Termostatos de Dos Escalones</i> .....	24
2.3.1.5	<i>Termostatos Electrónicos</i> .....	24
<b>2.3.2</b>	<b>Presostatos</b> .....	24
<b>2.3.3</b>	<b>Humidistatos</b> .....	25
<b>2.3.4</b>	<b>Válvulas</b> .....	25
2.3.4.1	<i>Válvulas Reguladoras de la Presión de Condensación</i> .....	25
2.3.4.2	<i>Válvulas Reguladoras para el arranque</i> .....	25

2.3.4.3	<i>Válvulas Reguladoras de la Presión en el Evaporador</i> .....	25
2.3.4.4	<i>Válvulas Reguladoras de Capacidad o Rendimiento del compresor</i> .....	26
2.3.4.5	<i>Válvulas Reguladoras de Presión para el Carter</i> .....	26
2.3.4.6	<i>Válvulas Presostática para la Condensación con agua</i> .....	26
2.3.4.7	<i>Válvulas de Solenoide</i> .....	26
<b>2.4</b>	<b>ESTRATEGIAS DE CONTROL</b> .....	<b>26</b>
2.4.1	<b>Control de Ciclo</b> .....	27
2.4.2	<b>Control de Capacidad</b> .....	28
<b>2.5</b>	<b>PÉRDIDAS EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN</b> .....	<b>29</b>
2.5.1	<b>Pérdidas en sistemas por compresión de vapor</b> .....	29
2.5.1.1	<i>Ciclo-off</i> .....	29
2.5.1.2	<i>Ciclo-on</i> .....	30
<b>2.6</b>	<b>OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN</b> .....	<b>33</b>
<b>3.</b>	<b>SIMULACION DINÁMICA</b> .....	<b>36</b>
3.1	<b>CLASIFICACIÓN DE LOS MODELOS DINÁMICOS</b> .....	36
3.1.1	<b>Modelos Tipo <i>lumped</i></b> .....	36
3.1.2	<b>Modelo Tipo <i>distributive</i></b> .....	37
<b>4.</b>	<b>MODELOS MATEMÁTICOS</b> .....	<b>38</b>
4.1	<b>MODELO DEL COMPRESOR</b> .....	38
4.1.1	<b>Modelo Exhaustivo</b> .....	38
4.1.2	<b>Modelo Implementado</b> .....	41
4.2	<b>MODELOS DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR</b> .....	42
4.2.1	<b>Modelos Exhaustivos</b> .....	42
4.2.2	<b>Modelos Implementados</b> .....	46
4.3	<b>MODELO DEL RECINTO</b> .....	53
4.4	<b>MODELO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN</b> .....	54
4.5	<b>ACCIONES DE CONTROL</b> .....	55
4.5.1	<b>Sensor de Temperatura y señal de Referencia</b> .....	55
4.5.2	<b>Control Continuo</b> .....	56

4.5.3	Control on-off.....	57
4.6	MODELADO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	58
5.	MÉTODO DE SOLUCIÓN.....	61
6.	DATOS Y RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN .....	63
6.1	Parámetros del sistema a simular .....	63
6.2	Interfaz Gráfica de Usuario (GUI).....	65
6.3	Resultados.....	69
	CONCLUSIONES.....	82
	RECOMENDACIONES.....	86
	BIBLIOGRAFÍA .....	87
	ANEXOS.....	90

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Modos de transferencia de calor .....	3
Figura 2. Esquema de un Refrigerador y una Bomba de Calor .....	6
Figura 3. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor.....	13
Figura 4. Diagramas [p-h] y [T-s] .....	15
Figura 5. Compresores Dinámicos .....	16
Figura 6. Compresores de Tipo Rotativo .....	17
Figura 7. Compresor Reciprocante .....	18
Figura 8. Corte de una VET típica y sus partes principales.....	21
Figura 9. Diagrama de bloque para Control On-off.....	27
Figura 10. Diagrama de bloque para Control Continuo.....	29
Figura 11. Potencia, COP y capacidad en Ciclo-on (90°F) .....	32
Figura 12. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración .....	46
Figura 13. Diagrama de bloque VET .....	54
Figura 14. Configuración del sistema.....	58
Figura 15. Diagrama de Flujo del Sistema del Refrigeración.....	60
Figura 16. Pantalla principal con parámetros de entrada .....	66
Figura 17. Mensajes de Ayuda y Error .....	67
Figura 18. Pantalla de Gráficas .....	68
Figura 19. Resultados para el caso base .....	69
Figura 20. Temperatura del Recinto .....	70
Figura 21. Presiones de condensación y evaporación.....	71
Figura 22. Temperaturas de condensación y evaporación .....	71
Figura 23. Velocidad del compresor .....	72
Figura 24. Coeficiente de Operación ( $Q4/Wc$ ).....	72
Figura 25. Capacidad ( $Q4$ ) y Trabajo del Compresor ( $Wc$ ), Power-law .....	73

Figura 26. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ), On-off.....	73
Figura 27. Comparación del consumo de energía.....	74
Figura 28. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a carga reducida (500W), power law.....	76
Figura 29. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a carga reducida (500W), on-off .....	76
Figura 30. Consumos a carga reducida (500W).....	77
Figura 31. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a mayor temperatura ambiente (30°C), power-law .....	78
Figura 32. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a mayor temperatura ambiente (30°C), on-off.....	78
Figura 33. Consumos a mayor temperatura ambiente (30°C).....	79
Figura 34. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a menor temperatura de ajuste, power-law .....	80
Figura 35. Capacidad ( $Q_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $W_c$ ) a menor temperatura de ajuste, on-off.....	80
Figura 36. Consumos a menor temperatura de ajuste .....	81

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Guía de Refrigerantes .....	9
Tabla 2. Tipos de Evaporadores según su propósito.....	22
Tabla 3. Refrigerador experimental de Krause & Bullard.....	33
Tabla 4. Características del sistema de compresión Woodall & W. Bullard .....	34
Tabla 5. Reducción en las pérdidas del ciclo-on a 2400 rpm.....	35
Tabla 6. Parámetros de los volúmenes de control 5 y 6.....	63
Tabla 7. Parámetros de los volúmenes de control 7 y 3.....	63
Tabla 8. Parámetros de los volúmenes de control 4 y 2.....	64
Tabla 9. Parámetros de los volúmenes de control 1,2 y 3.....	64
Tabla 10. Condiciones Iniciales .....	64
Tabla 11. Simulación .....	65
Tabla 12. Control .....	65

## LISTA DE ANEXOS

<i>ANEXO A.</i> RECOPIACIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	91
<i>ANEXO B.</i> DEDUCCIÓN DE ALGUNAS ECUACIONES.....	97
<i>ANEXO C.</i> CORRELACIONES PARA LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LA PÉRDIDA DE PRESIÓN.....	109
<i>ANEXO D.</i> ALGUNOS MÉTODOS NUMÉRICOS PARA RESOLVER LAS ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES RESULTANTES DEL ANÁLISIS DISCRETO DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR.....	117
<i>ANEXO E.</i> INFLUENCIA DE LA VARIACIÓN DE OTROS PARÁMETROS EN LA EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL RECINTO.....	123

## RESUMEN

### TITULO:

SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LA COMPARACIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO BAJO CONTROL ON-OFF Y CONTROL CONTINUO\*.

### AUTORES:

Leidy Alexandra Vergara Rodríguez\*\*.  
Froilán Andrés Morales Sanabria\*\*.

### PALABRAS CLAVES:

Ahorro de energía, Control continuo, Control on-off, Refrigeración.

### DESCRIPCIÓN:

El creciente desarrollo energético mundial, los problemas de calentamiento global y sus efectos en los seres vivos constituyen una preocupación respecto al uso eficiente de la energía y el cuidado ambiental.

El uso de nuevas tecnologías informáticas aplicadas a sistemas de refrigeración abren un amplio campo de estudio en el desenvolvimiento y análisis de estrategias de control más eficientes en la reducción de consumo y picos de energía, perfeccionando no sólo las técnicas como el control on-off y el control continuo sino la determinación del consumo de energía sin que haya la necesidad de uso previo de aparatos experimentales.

En refrigeración, a través del control on-off es posible conectar y desconectar el sistema para generar ciclos de operación y descanso según la carga impuesta al sistema, mientras que con un esquema de control continuo se modifican algunas condiciones de operación del compresor en lugar de detener su marcha, en este caso las revoluciones del compresor.

En este proyecto, la simulación dinámica de un sistema de refrigeración –como herramienta académica- muestra que el control continuo presenta un ahorro energético en comparación con la estrategia on-off, para un tiempo dado de simulación. Además, se presentan y explican los modelos matemáticos escogidos que describen el comportamiento de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración.

---

\*Proyecto de Grado

\*\*Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Omar Armando Gélvez A.

## ABSTRACT

**TITLE:**

DYNAMIC SIMULATION OF A REFRIGERATION SYSTEM FOR THE COMPARISON OF ENERGY CONSUMPTION WITH ON-OFF CONTROL AND CLOSED-LOOP CONTROL\*.

**AUTHORS:**

Leidy Alexandra Vergara Rodríguez\*\*.  
Froilán Andrés Morales Sanabria\*\*.

**KEYWORDS:**

Energy savings, On-off control, Power-law control, Refrigeration.

**DESCRIPTION:**

The growing world energy development, global warming and its effects on living organisms are a concern for efficient energy use and environmental care.

The use of new computational technologies applied to refrigeration systems opens a wide field of study and analysis in the development of more efficient control strategies for reducing energy consumption, improving not only the on-off control and the closed-loop control techniques but also the energy consumption estimation without the need of experimental devices.

In refrigeration, with the on-off control is possible to connect and disconnect the system in order to generate rest and operation cycles according to the load on the system, whereas a closed-loop control scheme changes certain operation conditions of the compressor instead of shut it down, in this case the revolutions of the compressor.

In this work, the dynamic simulation of a refrigeration system -as an academic tool- shows that the closed-loop system presents significant savings in energy consumption when compared with the on-off strategy, for a given simulation time. The chosen mathematical models that describe the behavior of the components of the refrigeration system are also explained.

---

\*Degree Work

\*\*Physical-mechanical Engineering Faculty. Mechanical Engineering School. Eng. Omar Armando Gélvez A.

## INTRODUCCIÓN

Para un sistema de refrigeración y según las condiciones de operación de cada uno de sus componentes, se obtiene un mayor o menor rendimiento del ciclo de trabajo. Cuando un sistema de refrigeración se encuentra a carga constante el control es innecesario; sin embargo, en la práctica siempre hay cargas de valor fluctuante en los componentes principales de la instalación como la temperatura de vaporización, temperatura ambiente, carga, entre otros. Este comportamiento transitorio induce un consumo energético de gran valor, lo que hace que su análisis cobre gran importancia en estudios de eficiencia energética donde no sólo es fundamental la predicción del rendimiento del sistema, sino también la optimización obtenida producto de la combinación de los componentes del sistema durante el proceso de diseño.

El uso de nuevas tecnologías informáticas abre un amplio campo de estudio en el desenvolvimiento y análisis de estrategias de control más eficientes en la reducción de consumo y picos de energía, de esta manera se perfeccionan no sólo las técnicas como el control on-off y el control continuo sino la determinación del consumo de energía sin que haya la necesidad de uso previo de aparatos experimentales. Como se mencionó anteriormente, una caracterización transiente es importante en la tarea de optimizar un sistema de refrigeración y una simulación computacional como recurso para determinar el consumo energético como método de cálculo resulta ser más útil en esta tarea.

Este trabajo pretende mostrar a través la simulación dinámica de un sistema de refrigeración que el uso de un control continuo resulta en una reducción del consumo energético en comparación con la estrategia On-Off. Se presentan también los modelos matemáticos usados y las condiciones asumidas para los mismos.

## **1. FUNDAMENTOS**

### **1.1 CALOR**

El calor es una forma de energía proveniente de actividades atómicas y moleculares.

#### **1.1.1 Transferencia de Calor**

Siempre que exista una diferencia de temperatura en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor [1].

En la industria o en el medio ambiente no hay aplicación que no involucre algún efecto de transferencia de calor; es vital en el diseño de sistemas de almacenamiento criogénico, en refrigeración de alimentos, equipos electrónicos, para acondicionamiento de aire, sistemas incineradores y hasta para el equilibrio climático global. El proceso de transferencia de calor, según su caso, ocurre por conducción, convección y radiación.

##### *1.1.1.1 Conducción*

En las actividades moleculares donde se involucran constantes choques, ocurre una transferencia de energía desde las moléculas más energéticas a las menos energéticas, donde las primeras se encuentran a más alta temperatura. Esta transferencia neta de energía atribuida al movimiento aleatorio molecular recibe el nombre de difusión. Ver Figura 1.

##### *1.1.1.2 Convección*

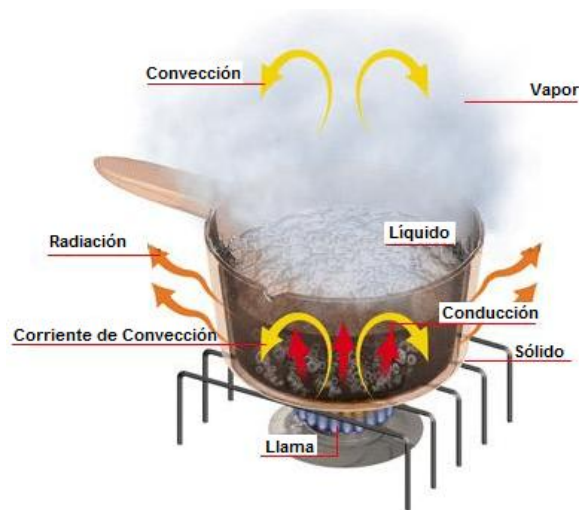
Este modo de transferencia de calor incluye además de la transferencia por difusión, la energía debida al movimiento volumétrico del fluido. La convección puede ser forzada cuando el fluido es causado por medios externos como en el uso de un

ventilador, y libre o natural cuando el flujo es causado por efectos naturales como las diferencias de densidades asociadas a las temperaturas en el fluido. Ver Figura 1.

### 1.1.1.3 Radiación

La radiación se origina a partir de la energía térmica que posee un cuerpo, es decir, que cualquier cuerpo sólido, líquido y gas, a una temperatura finita emite energía. La radiación se le atribuye a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos y moléculas constitutivos y, a diferencia de la conducción y la convección, ésta no necesita un medio material para su transferencia de energía. Ver Figura 1.

**Figura 1. Modos de transferencia de calor**



Basado en: Visual Dictionary Online: <http://visual.merriam-webster.com/>

### 1.1.2 Transferencia de Calor transiente

Cuando se agrega o se retira calor de un cuerpo, ocurre un caso especial de flujo de calor a través de su espesor, lo que se conoce como flujo de calor transiente o no-estable; en estas condiciones, después de un cambio de temperatura en alguna de las superficies del cuerpo, el calor adquirido o el remanente se transfiere de una capa diferencial de espesor a su próxima más cercana en un determinado periodo de tiempo.

### **1.1.3 Calor Sensible y Calor Latente**

Otras formas de energía son la cinética y la potencial, asociadas al movimiento y a la posición. La energía interna y el trabajo de flujo son referidos a través de la entalpía como la suma de sus valores:

$$h = u + Pv \quad [1.1]$$

Si hay un cambio en el valor de entalpía asociado a un cambio de temperatura entonces, se dice que es calor sensible. Por otro lado si no ocurre cambio de temperatura pero sí un cambio de estado, entonces se denomina calor latente.

En refrigeración el calor sensible procede de su transferencia por paredes, techo, infiltraciones de aire caliente al recinto, calor del cuerpo, etc.; por otro lado el calor latente proviene de la infiltración de aire húmedo, respiración humana, humedad en maderas, papeles, ropa, cocción, entre otros.

## **1.2 REFRIGERACIÓN**

### **1.2.1 Definición**

Refrigeración es el proceso de remover calor y, su aplicación esencial es mantener o producir un ambiente con temperaturas menores a la del entorno.

### **1.2.2 Historia**

Se ha mencionado en la historia a la nieve y al hielo como fuentes naturales utilizadas por el hombre para la refrigeración, ya sea para enfriamiento de una bebida o simplemente para contrarrestar la temperatura del ambiente, especialmente en las calientes épocas de verano. El uso del hielo dio origen también a la tonelada de refrigeración, unidad utilizada para definir la cantidad de calor necesaria para fundir en 24 horas dos mil libras del mismo; para finales del siglo XVIII con la Revolución

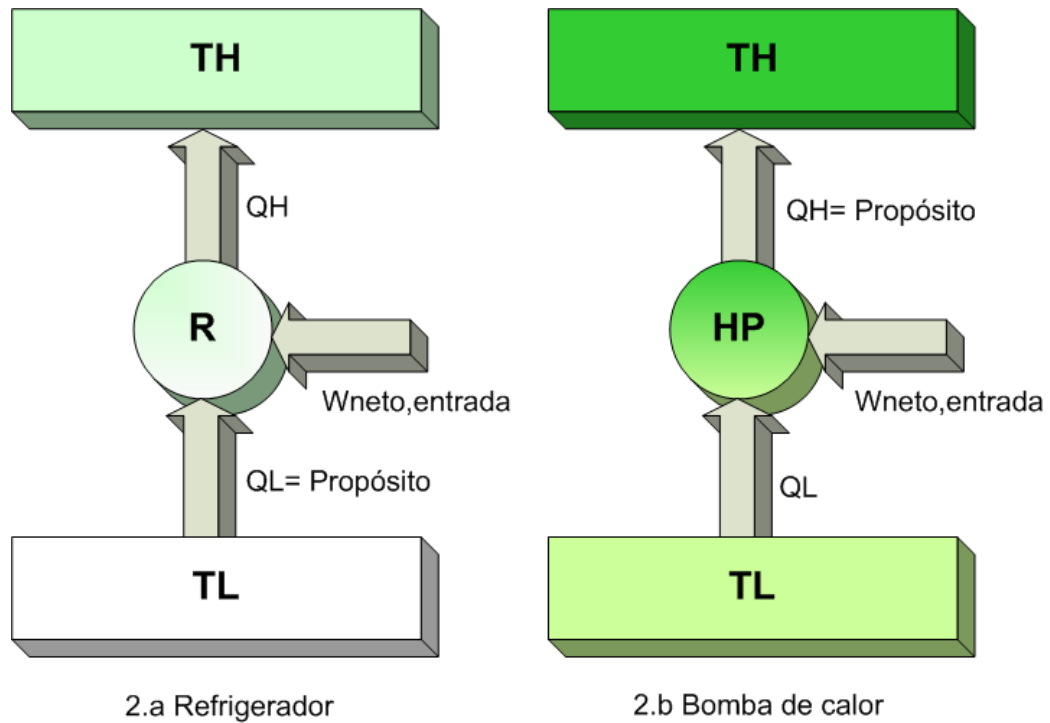
Industrial se crearon máquinas capaces de disminuir la presión del vapor de agua y acelerar la evaporación, sin embargo, fue hasta inicios del siglo XIX cuando al probar con sustancias como el amoníaco, bióxido de azufre, bióxido de carbono y algunos hidrocarburos se puso en funcionamiento la primera máquina de compresión de vapor de estos fluidos, que con los años establecieron la naciente industria de la refrigeración mecánica. Ya a principios del siglo XX se hizo posible la instalación de unidades residenciales, no obstante, las sustancias refrigerantes hasta ese momento eran bastante tóxicas y corrosivas; en este mismo siglo y con el auge del automóvil, se implementó la refrigeración en estos vehículos, sin embargo, ésta presentaba peculiaridades respecto a las unidades comerciales e industriales en cuanto a las variaciones de carga térmica, como la hora del día y el número de pasajeros en la cabina; para finales de siglo los mayores avances de refrigeración se darían en la producción de refrigerantes menos contaminantes y en la invención y construcción de unidades de menor tamaño y mayor eficiencia energética.

### **1.2.3 Refrigeradores y Bombas de Calor**

Tanto los refrigeradores como las bombas de calor son dispositivos cíclicos utilizados para la transferencia de calor de una región de baja temperatura a una de alta temperatura; sin embargo difieren en su propósito: Ver Figura 2.

- El refrigerador R conserva un espacio refrigerado a baja temperatura  $T_L$  al extraerle calor  $Q_L$ ; posteriormente y, con una entrada requerida de trabajo  $W_{\text{neto}}$ , se expulsa el calor  $Q_H$  en un medio de alta temperatura  $T_H$ .
- La bomba de calor HP tiene como propósito mantener un espacio a alta temperatura  $T_H$ , esto lo consigue entregando a un medio más caliente, el calor que extrae de una fuente de baja temperatura.[2]

**Figura 2. Esquema de un Refrigerador y una Bomba de Calor**



Fuente: Autor

#### **1.2.4 Carga de Refrigeración**

La carga de refrigeración es conocida como el flujo de calor impuesto al evaporador por el medio que se va a enfriar. Se expresa en toneladas de refrigeración y pueden provenir de dos fuentes:

- Por enfriar algo, es decir, reducir su entalpía.
- O, por mantener algo frío, lo que implica remover el calor entrante y el generado internamente.

Los componentes totales de una carga de refrigeración incluye la remoción de: calor sensible y latente del medio que se quiere refrigerar, el calor conducido desde alrededores de mayor temperatura a través de las superficies del recinto, el calor radiante exterior, el calor latente y sensible por convección que entra por medio de

infiltraciones de aire o ventilación y cargas internas como luces, ventiladores, maquinaria y personal. [3]

$$1 \text{ TON} = 12000 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right] = 12660 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{hr}} \right] = 3517[\text{Watt}] = 4,72[\text{HP}] \quad [1.2]$$

### 1.2.5 Refrigerantes

Un refrigerante es básicamente un medio transmisor de calor; éste puede ser un cuerpo o una sustancia y, en un ciclo mecánico de refrigeración es el fluido más importante, ya que cambia de líquido a vapor a distintos rangos de temperatura y presión, esta última característica permite múltiples aplicaciones a nivel industrial y comercial.

#### 1.2.5.1 Refrigerantes Inorgánicos

Los más conocidos: El agua y el amoníaco.

#### 1.2.5.2 Refrigerantes Orgánicos

Las moléculas de refrigerantes orgánicos están compuestas generalmente por átomos de carbono, hidrógeno, cloro y flúor. En este grupo se encuentran los refrigerantes CFC, HCFC y HFC.

- **CFC'S**-Clorofluorocarbonos, son un grupo de compuestos químicos fabricados que contienen cloro, flúor y carbono, incluyen el CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114, CFC-115 y otras formas de freón. Aunque aparecieron como una solución a los problemas de corrosión, inflamabilidad y toxicidad de los primeros refrigerantes como el amoníaco, el bióxido de carbono y el bióxido de azufre, se determinó por daños en la capa de ozono, que desde el año de 1996 no se puede fabricar ni utilizar para fines de refrigeración algún halogenado.

- **HCFC'S** Los hidroclorofluorocarbonos son moléculas compuestas de metano o etano en combinación con halógeno; sus ventajas frente a los CFC, es que tienen eficiencia energética, baja toxicidad, son económicos y seguros en su uso. Los refrigerantes más destacados son el HCFC-22 o R-22, HCFC-123 o R-123, por mencionar algunos y, aunque sus potenciales de calentamiento global son bajos, se espera que entre los años 2010 y el 2015 su consumo disminuya [4]. Ver Tabla 1.
  
- **HFC'S**, los hidrofluorocarbonos poseen algunos átomos de hidrógeno. Se consideran que su potencial de daño a la capa de ozono es casi nulo, sin embargo contribuyen al calentamiento global. Su refrigerante más conocido es el R-134a, el cual tiene características similares de rendimiento energético y capacidad que el R-12 (CFC-12), además tiene baja toxicidad. Otros refrigerantes son el R-410A, R-407c considerados sustitutos del R-22 y los R-143A, R-152A y R-125 los cuales se usan mayormente en mezclas.

**Tabla 1. Guía de Refrigerantes**

REFRIGERANTE	CARACTERISTICAS	APLICACIONES
<b>R-22</b>	Es un refrigerante HCFC y su potencial de daño a la capa de ozono es bajo comparado con el R-11 y el R-12.	Ha sido utilizado en las últimas 5 décadas como refrigerante en distintas aplicaciones industriales de refrigeración, aire acondicionado y calefacción.
<b>R-134a</b>	Este refrigerante no daña la capa de ozono, tampoco está sujeto a regulaciones para sacarlo de circulación. Su temperatura crítica es bastante alta, lo que aumenta su desempeño en el enfriamiento.	Está disponible en contenedores de distinto tamaño, lo que hace que pueda ser usado para aire acondicionado en automóviles y transporte en general; aire acondicionado y refrigeración industrial y comercial.
<b>R-407c</b>	Es un refrigerante HFC de mínimo potencial de daño a la capa de ozono; se considera un reemplazo al R22 y posee sus mismas características termodinámicas.	Utilizado para aires acondicionados como Split, compactos y, para acondicionadores de aire o enfriadoras de agua.
<b>R-410A</b>	Es una mezcla de dos refrigerantes HFC que no dañan la capa ozono. Comparado con el R-22 tiene mayor capacidad de refrigeración. Ofrece una mayor eficiencia energética que el R-22 y el R-407c.	Es un buen reemplazo para el R-22. Entre las aplicaciones posibles encontramos aire acondicionado, enfriadoras y refrigeración comercial.
<b>R-404A</b>	Es un refrigerante HFC que tiene mayor eficiencia a menores temperaturas comparado con otros de su clase. También presenta menores temperaturas de descarga en el compresor.	Estas características permiten su uso en sistemas de compresión que no involucren interenfriamiento. También en aplicaciones comerciales de refrigeración.

Fuente: Revista Especializada La Técnica del Frío. Edición N° 573 Abril/Mayo/Junio 2008

## **1.2.6 Usos Industriales**

### *1.2.6.1 Acondicionamiento de aire*

El acondicionamiento de aire ó aire acondicionado hace referencia a un proceso mecánico dispuesto para generar un ambiente confortable y saludable. El aire acondicionado involucra el control simultáneo de temperatura, humedad, circulación de aire y su calidad en cuanto a olores, polvo, bacterias y gases tóxicos en un local de acuerdo a los requerimientos impuestos por un proceso, un producto o los ocupantes [5]. Sus principales aplicaciones son a nivel comercial y doméstico.

### *1.2.6.2 Líquidos Enfriados para Refrigeración*

Conocidos en inglés conocidos como *chiller*, son máquinas que remueven calor de un líquido, a través de compresión de vapor o ciclos de refrigeración por absorción, estos últimos utilizan aceites como refrigerantes o agua algunas veces combinado con glicol e inhibidores de corrosión logrando con su uso un óptimo efecto de enfriamiento. El funcionamiento básico de un *chiller* consiste de un intercambio de calor entre el refrigerante del sistema central de refrigeración con un refrigerante secundario, generalmente agua, la cual no solo retira humedad del aire sino que además lo enfría; la principal ventaja de enfriar líquidos para refrigeración reside en el hecho de dejar el trabajo de enfriamiento a una sola planta aún cuando hallan cargas de enfriamiento separadas. Estas máquinas se encuentran en industrias de enfriamiento de productos, de inyección y moldeo de plástico, de procesamiento químico, farmacéuticas, en estaciones de generación de potencia, en centros comerciales y hasta en bibliotecas.

### *1.2.6.3 Almacenamiento y transporte de líquidos a bajas temperaturas*

La refrigeración es muy importante también para el transporte y almacenamiento de algunas sustancias como el metano líquido y otros derivados del petróleo, ya éstos requieren bajas temperaturas que permitan almacenar el producto a menores presiones que las que tendría estando a temperaturas ambientes.

#### *1.2.6.4 Limpieza de aceites*

Para limpiar algunos aceites lubricantes, especialmente en procesos de refinación, el líquido es llevado a temperaturas lo suficientemente bajas de tal manera que sus impurezas se solidifiquen y sean de fácil extracción con la ayuda de un filtro.

#### *1.2.6.5 Refrigeración de concreto*

En construcción y en cualquier situación donde se utilice el concreto habrá una reacción exotérmica; con la refrigeración antes y durante la preparación de la mezcla se evita la formación de grietas en las estructuras.

#### *1.2.6.6 Pruebas a bajas temperaturas*

Para la industria aeroespacial las pruebas realizadas a mecanismos y equipos electrónicos deben asemejar las condiciones reales en las que se desarrollarán, por lo tanto, es necesario contar con ambientes a bajas temperaturas que permitan el análisis del funcionamiento y cambio de algunas propiedades de metales conformantes. Estas pruebas también son de utilidad para la industria manufacturera.

#### *1.2.6.7 Industria Química*

Al igual que con el concreto, en cualquier industria química habrán enfriadores para el control de la temperatura, los cuales proveen junto a otros medios la seguridad necesaria en los procesos exotérmicos de algunas reacciones químicas.

## 2. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN

### 2.1 CICLO BÁSICO POR COMPRESIÓN DE VAPOR

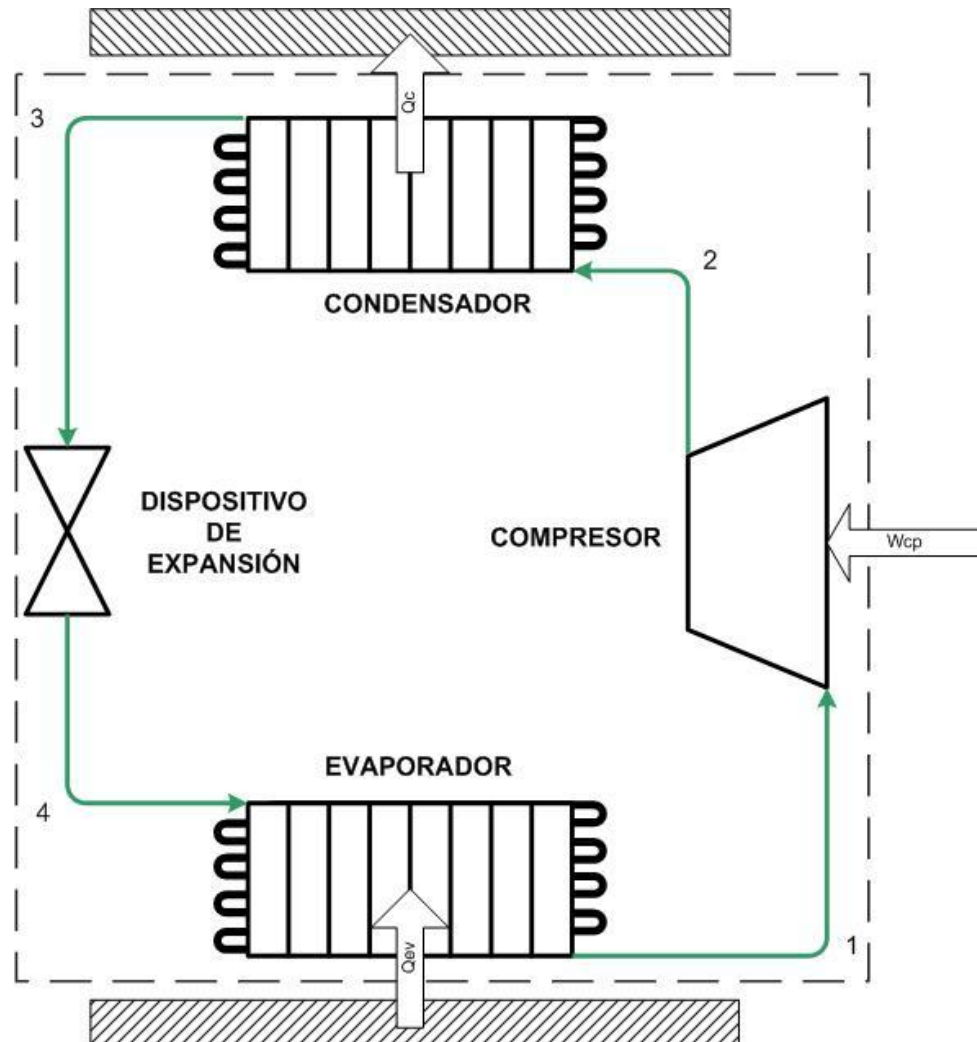
Un sistema convencional de compresión de vapor está conformado por cuatro componentes. Cada uno tiene una ubicación, función específica y relación con los demás componentes del ciclo. Ver Figura 3.

1. *Compresor*, crea una diferencia de presión entre los intercambiadores de calor (Evaporador y Condensador) permitiendo que la evaporación y la condensación del refrigerante ocurran a distintas temperaturas.
2. *Condensador*, tiene la función de expulsar al medio ambiente la energía útil consumida por el compresor y el calor absorbido por el evaporador.
3. *Dispositivo de expansión* -un tubo capilar o una válvula de expansión- encargado junto al compresor de mantener la diferencia de presión en el sistema y regular el flujo de refrigerante a través del circuito.
4. *Evaporador*, es un intercambiador de calor donde el fluido refrigerante absorbe el calor del medio.

Comenzando en el compresor (Figura 4): el refrigerante como vapor saturado 1 es comprimido isoentrópicamente y expulsado a alta temperatura y presión. Ahora como vapor sobrecalentado 2 viaja hasta el condensador donde puede ser enfriado por aire con un ventilador o por agua con una torre de enfriamiento, allí se transforma desde su estado gaseoso de alta temperatura en líquido de menor temperatura -líquido saturado 3- el cual pasa luego al dispositivo de expansión. En el caso de una válvula de termo expansión, ésta recibe el líquido a alta presión y lo entrega como una mezcla fría y saturada a baja presión 4, su característica principal radica en que provee la

cantidad apropiada de refrigerante al evaporador donde se aumenta su temperatura con el calor latente suministrado por el local, personas o productos; finalmente reingresa al compresor para ser presurizado nuevamente y completar el ciclo.

**Figura 3. Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor**



Fuente: Autor

### 2.1.1 Diagramas Termodinámicos

Para el análisis del ciclo de refrigeración, los diagramas más utilizados son los de Presión-Entalpía [ $p-h$ ] y Temperatura-Entropía [ $T-s$ ].

#### 2.1.1.1 Presión-Entalpía [p-h]

Sobre este diagrama se puede representar cualquier estado termodinámico del refrigerante una vez conocidas dos propiedades independientes del mismo. Ver figura 4.a.

- Dentro de la curva en forma de campana o domo, el refrigerante se encuentra en dos fases: líquido y vapor.
- A la izquierda del domo, se encuentra la región de líquido subenfriado, allí en cualquier punto, el refrigerante se encuentra en fase líquida y su temperatura será menor que la de saturación correspondiente a una presión dada.
- A la derecha del domo está la región de sobrecalentamiento donde el refrigerante se encuentra en una sola fase: vapor y, su temperatura es mayor que la de saturación correspondiente a una presión dada.

#### 2.1.1.2 Temperatura-Entropía [T-s]

En él se representan los cuatro procesos de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. Ver Figura 4.b.

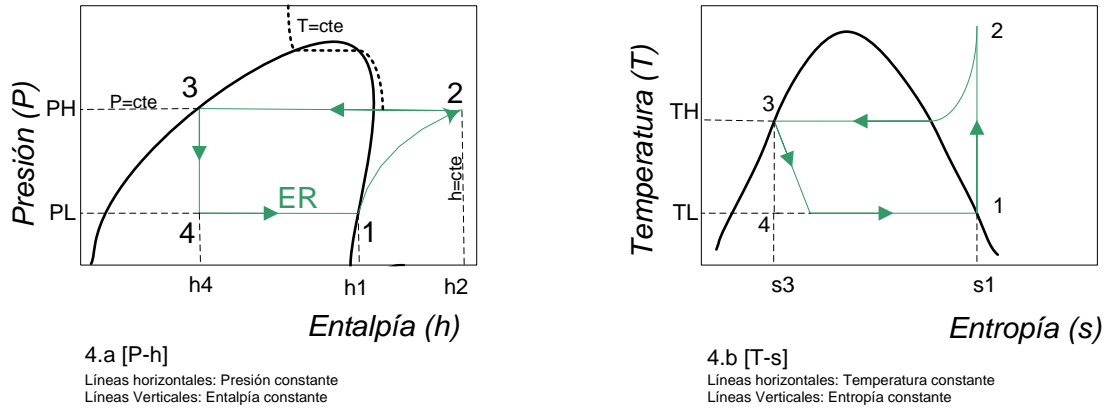
1-2 Compresión isoentrópica

2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador, representado por el área bajo la curva de este proceso.

3-4 Estrangulamiento en el dispositivo de expansión

4-1 Absorción de calor a presión constante en el evaporador, representado por el área bajo esta curva de este proceso.

**Figura 4. Diagramas [p-h] y [T-s]**



Fuente: Autor

## 2.1.2 Descripción de los componentes

### 2.1.2.1 Compresor

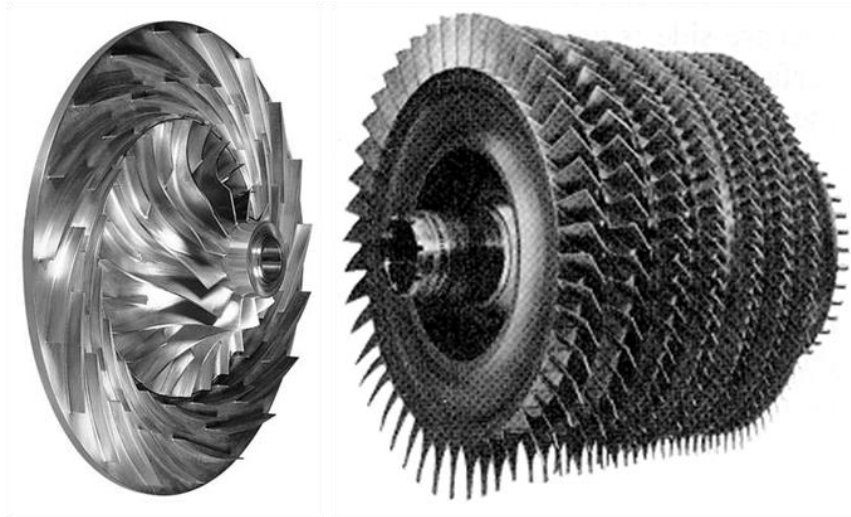
El compresor tiene como función incrementar la presión del refrigerante gaseoso que entra a baja presión y baja temperatura y expulsarlo hacia el condensador a alta presión y alta temperatura. Existen dos tipos de compresores: los Dinámicos y los de Desplazamiento Positivo.

- Dinámicos: incluyen los compresores centrífugos y los axiales. Ambos incrementan la velocidad del gas y el flujo que entregan es continuo. Figura 5.

*Compresor centrífugo:* es una turbomáquina que convierte la energía mecánica del eje en energía cinética del fluido, que se transforma a su vez en energía de presión a través del rodete –componente que impulsa el gas.

*Compresor Axial:* el flujo de gas es paralelo al eje del compresor. El gas pasa de la corona móvil a la corona fija donde transforma su velocidad en presión. Cada pareja de coronas forman una etapa de compresión.

**Figura 5. Compresores Dinámicos**



Rodetes de un Compresor Centrífugo (izq) y Compresor de Flujo Axial (der)

Fuente: mynicaya.com & leitemlane (jetoperation).

- De Desplazamiento Positivo: el caudal entregado por un compresor de desplazamiento positivo es intermitente. Éstos a su vez se dividen en Rotativos y Reciprocantes.

*Compresor tipo scroll:* es un compresor de tipo rotativo, éste utiliza dos espirales los cuales realizan la compresión del gas al ubicarse cara contra cara haciendo que uno de ellos rote mientras el otro permanece estático. El movimiento relativo de los espirales obliga al refrigerante a desplazarse y así abandonar el compresor por el orificio de descarga ubicado en la espiral fija. Figura 6.

*Compresor de Tornillo:* también es un compresor de tipo rotativo, éste compresor utiliza dos tornillos, uno con lóbulo de perfil cóncavo y el otro de perfil convexo, éstos al engranar y rotar hacen que el refrigerante gaseoso se transfiera longitudinalmente incrementando su presión. Figura 6.

## Figura 6. Compresores de Tipo Rotativo

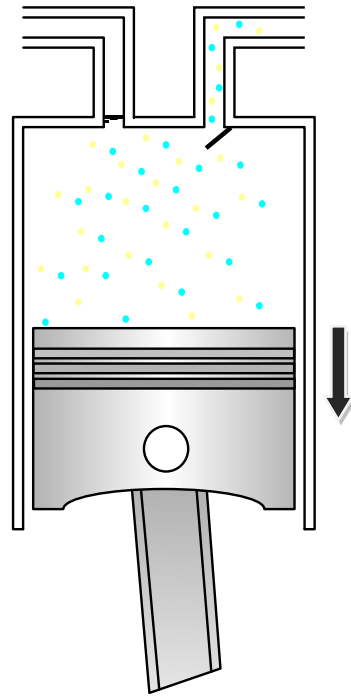


Compresor de Tornillo (Screw Compressor) & Compresor Scroll  
Fuente: Pegaso Compresores S.A. Compresores Libres de Aceite

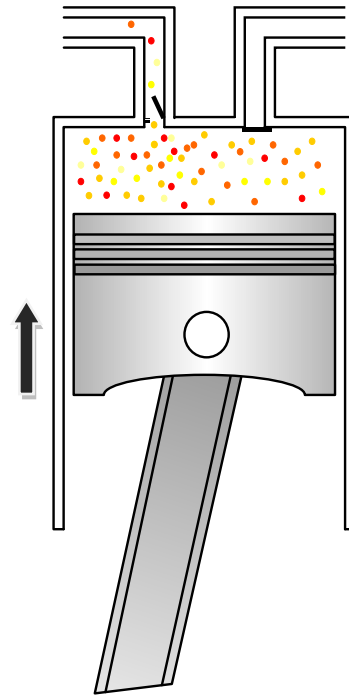
*Compresor Reciprocante:* los hay herméticos, semiherméticos o abiertos, de los cuales el primero tiene el motor y el compresor en un mismo compartimiento sellado, mientras que el último acopla el motor y el compresor exteriormente.

Proceso de Compresión: en la carrera de succión el pistón desciende, la válvula de succión se abre y permite el paso de refrigerante proveniente del evaporador hacia la cámara del compresor. Tan pronto como el pistón llegue a su posición más baja, la válvula de succión se cierra, de esta manera puede iniciarse la carrera de compresión. Una vez que la presión dentro de la cámara sea lo suficientemente mayor que la presión en la tubería de descarga, se abrirá la válvula de descarga y el gas abandonará el cilindro para pasar al condensador. Figura 7.

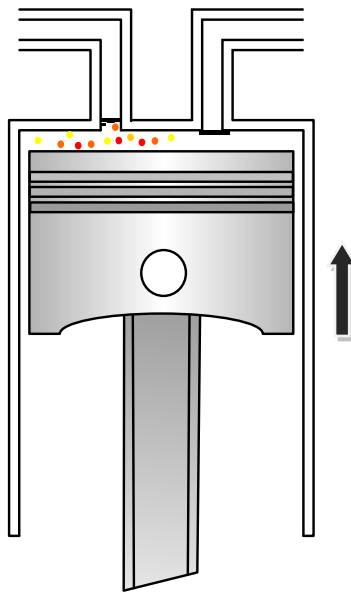
**Figura 7. Compresor Reciprocante**



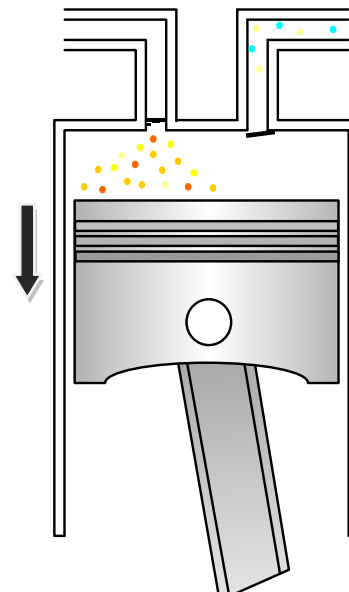
**(a) Carrera de Succión**



**(b) Carrera de Descarga**



**(c) Fin de la carrera de descarga**



**(d) Inicio de la carrera de succión y expansión del gas atrapado**

Fuente: Autor

De la Figura 7 se destaca el gas que queda atrapado al finalizar la carrera de descarga (c) -espacio conocido como *tolerancia volumétrica*<sup>1</sup>-. Éste gas, al iniciarse la carrera de succión, obliga al pistón a hacer un descenso más profundo para lograr una presión menor a la de la tubería de succión y así admitir el gas que viene del evaporador.

#### 2.1.2.2 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor encargado de ceder al medio utilizado para la condensación el calor extraído del recinto que se quiere refrigerar más el producido en la compresión. Los condensadores pueden ser de tres tipos según el medio usado para la transferencia de calor:

- Enfriado por aire: los de este tipo están conformados por un haz de tubos por los que circula el refrigerante en estado gaseoso, éstos al entrar en contacto con aire fresco entregan el calor, lo que disminuye su temperatura hasta la saturación, a partir de allí el vapor comienza a condensarse hasta convertirse en líquido, siempre a presión constante. La transferencia de calor con el aire puede ser por convección natural o por convección forzada.
- Enfriado por agua: este condensador utiliza al agua como medio receptor de calor. Sus diseños incluyen carcasa –tubo, tubo-tubo y carcasa-serpentín. Su principal ventaja radica en los bajos valores de presión permitidos para la condensación. El agua utilizada puede provenir de ríos, lagos y quebradas ó en otro caso al contar con una torre de enfriamiento, bomba y un sistema de tuberías se podría recircular el agua.
- Evaporativos: aquí son empleados tanto el aire como el agua para el efecto de condensación. El agua se utiliza para rociar levemente los tubos por donde circula

---

<sup>1</sup> G.F. Hundy, A.R. Trott & T.C. Welch Refrigeration and Air Conditioning. 44p.

el refrigerante extrayéndole de esta manera parte del calor que trae consigo y, el aire inducido complementa el proceso con el que se retira el calor restante.

Características de tamaño: un condensador de mayor tamaño tiene su efecto en una temperatura de condensación más baja y un líquido más frío entrante a la válvula de expansión, lo que produce un mayor efecto de enfriamiento. También influye en una presión de descarga más baja y por consiguiente, en una relación de compresión menor. [6]

### 2.1.2.3 *Dispositivo de Expansión*

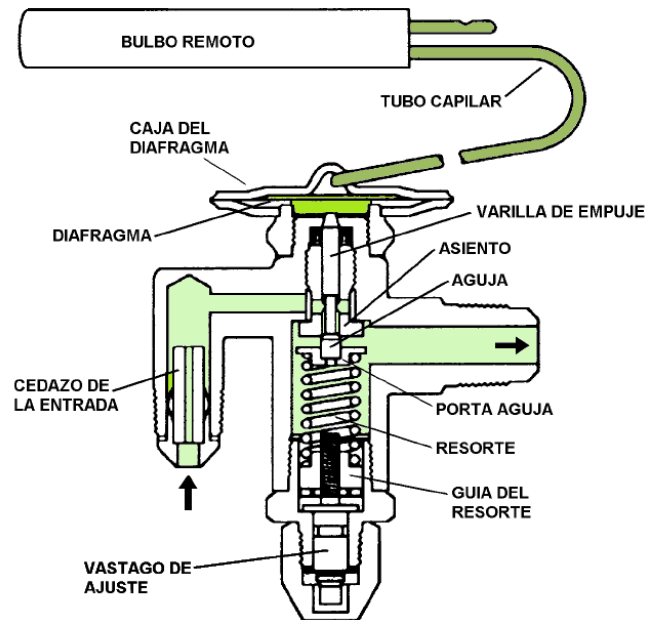
La expansión del refrigerante se logra al disminuir su presión y lograr un cambio de estado líquido a vapor. Para la expansión, los dispositivos comúnmente usados son: el tubo capilar ó una válvula de expansión.

- Tubo capilar: se usa principalmente para aire acondicionado y aplicaciones domésticas o comerciales en las cuales la carga varíe mínimamente. Sus características principales son la longitud y el diámetro interior, las que al no ser las adecuadas conducirían a un eventual golpe de líquido –cuando llega refrigerante líquido al compresor- ó a una sobrecarga del condensador cuando el refrigerante tarde en alcanzar el evaporador.
- Válvula de Expansión Termostática (VET): sus principales funciones son reducir la presión y la temperatura del líquido refrigerante, alimentar líquido a baja presión hacia el evaporador según la demanda de la carga, y mantener un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador con el fin de no introducir líquido al compresor. Figura 8.

La VET funciona así: al aumentar la presión del bulbo, el diafragma es empujado hacia abajo venciendo la fuerza del resorte y alejando la aguja del asiento, de esta

manera se abre la válvula permitiendo el paso de líquido hacia el evaporador. Cuando disminuye la presión del bulbo, la fuerza del resorte -mayor que la del bulbo- empuja el porta aguja acercando la aguja al asiento, con lo cual se cierra la válvula disminuyendo el flujo de líquido hacia el evaporador. [7]

**Figura 8. Corte de una VET típica y sus partes principales**



Fuente: Manual Técnico Valycontrol, VALYCONTROL S.A. DE C.V.

#### 2.1.2.4 Evaporador

El evaporador es el componente del sistema de refrigeración encargado de recibir al refrigerante que extraerá el calor del recinto. A medida que entra en contacto el aire del recinto con los tubos que contienen el refrigerante, éste último absorbe el calor y se evapora. Los evaporadores se clasifican según el propósito de su uso. Tabla 2.

Características de tamaño: los efectos por un mayor tamaño de evaporador resultan en una mayor presión de succión lo que entrega un gas más denso al compresor y por consiguiente, una mayor masa para un volumen dado de barrido; también disminuye la relación de compresión. [6]

Tabla 2. Tipos de Evaporadores según su propósito

EVAPORADORES	
Clasificación	Características
Enfriamiento de aire	Circulación Natural Circulación Forzada
Enfriamiento de líquidos	De inmersión De doble tubo contracorriente De lluvia Multi-tubulares Especiales

Fuente: Montaje y Mantenimiento en Instalaciones de Frío-Centro Salesiano M. Lora Tamayo.

## 2.2 ANÁLISIS DE DESEMPEÑO

Para el análisis de sistemas de refrigeración son utilizados parámetros de desempeño relativo y absoluto; entre los más empleados están el Coeficiente de Operación y la Capacidad de refrigeración respectivamente.

En un análisis Completo se tendrán en cuenta: el refrigerante, la temperatura de evaporación, temperatura de condensación, sobrecalentamiento del vapor de succión, subenfriamiento del líquido en el condensador, las rpm del compresor y la caída de presión en tuberías.

### 2.2.1 Coeficiente de Operación (COP)

El coeficiente de Funcionamiento o Coeficiente de Operación de un sistema de refrigeración se expresa como la relación entre el efecto de enfriamiento obtenido y la entrada de trabajo requerida para lograr dicho efecto, es decir, la relación entre el calor absorbido del espacio refrigerado y la energía térmica equivalente suministrada al compresor. Ver Figuras 2a y 4a.

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [2.1]$$

La ecuación 2.1 se obtiene al considerar que el condensador y el evaporador no implican algún trabajo y que el compresor es adiabático.

### 2.2.2 Capacidad de Refrigeración (CAP)

La capacidad de refrigeración se refiere a la cantidad de calor que el refrigerante realmente absorbe del medio cuando circula en el evaporador.

$$CAP = \rho_r V_r ER = \dot{m}_r ER \quad [2.2]$$

$\dot{m}_r$ : flujo másico de refrigerante.

$ER$ : Efecto refrigerante.

$$ER = h_1 - h_4 \quad [2.3]$$

El efecto refrigerante  $ER$  es igual a la diferencia entre las entalpía de entrada y salida del evaporador. Ver figura 4a.

### 2.2.3 Potencia consumida por tonelada de refrigeración

La potencia requerida para impulsar al compresor por tonelada de refrigeración de capacidad puede determinarse a través de la siguiente relación:

$$\frac{HP}{TON} = \frac{W[HP]}{Q[TON]} = \frac{4.72}{COP} \quad [2.4]$$

## 2.3 ELEMENTOS DE CONTROL

Además del compresor, condensador, dispositivo de expansión y el evaporador, un sistema de refrigeración cuenta con otros elementos como presostatos, termostatos y válvulas, ya sean para control o seguridad.

### **2.3.1 Termostatos**

Los termostatos controlan la temperatura de un punto a través del accionamiento de un control eléctrico; en refrigeración pueden detectar cuando una temperatura desciende o aumenta de cierto valor.

#### *2.3.1.1 Termostato de Ambiente*

Controlan la puesta en marcha o parada de algún elemento con el fin de mantener un valor de temperatura deseada. Los hay bimetálicos, de fuelle y bulbo.

#### *2.3.1.2 Termostato Antihielo*

Detectan la formación de hielo, el cual actúa como aislante, en evaporadores para enfriamiento de líquidos.

#### *2.3.1.3 Termostato Anti-escarcha*

Controlan la formación de hielo en evaporadores para enfriamiento de aire.

#### *2.3.1.4 Termostatos de Dos Escalones*

Para aplicaciones de aire acondicionado donde el control automático es requerido. Consta de un doble contacto conmutado en el cual uno se usa para controlar la temperatura y el otro para seguridad de la instalación.

#### *2.3.1.5 Termostatos Electrónicos*

El termostato electrónico varía su resistencia según la temperatura que detecta. El control de la temperatura se hace teniendo en cuenta si el coeficiente térmico es positivo (PTC) ó negativo (NTC).

### **2.3.2 Presostatos**

El presostato tiene como función abrir o cerrar un circuito eléctrico de acuerdo a la presión del fluido. Hay presostatos de baja presión y de alta presión, en ambos casos

detectan si el valor de presión alcanzado en cierto lugar de la instalación es menor o mayor a los valores deseados; su función es controlar, pero especialmente vigilar los valores de presión que comprometan la seguridad de la instalación.

### **2.3.3 Humidistatos**

Es un dispositivo análogo al termostato. Se usa para regular la humedad de un recinto y, se instala con un des-humidificador; también se puede ubicar junto a un termostato o sin él.

### **2.3.4 Válvulas**

#### *2.3.4.1 Válvulas Reguladoras de la Presión de Condensación*

Un condensador dimensionado para temperaturas de aire ambiente de entre 30-35°C operando con aire a 10°C estará sobredimensionado para su propósito, por lo que se necesitará controlar la presión de condensación. Estas válvulas entonces mantendrán una presión alta y constante en el condensador.

#### *2.3.4.2 Válvulas Reguladoras para el arranque*

Esta válvula regula el paso de refrigerante hacia el compresor después de un paro prolongado del sistema donde la presión en la línea de succión y la del evaporador tienen valores mayores a los que tendrían estando en marcha.

Al entrar nuevamente en funcionamiento el compresor, la presión de succión abrirá la válvula y se dará paso al flujo controladamente hasta que la presión de aspiración se estabilice.

#### *2.3.4.3 Válvulas Reguladoras de la Presión en el Evaporador*

Conocidas como EPR, por sus siglas en inglés. Su función es controlar el valor de la presión en el evaporador el cual no debe ser menor al taraje de la válvula, al controlar la presión se establece consigo la mínima temperatura de evaporación.

#### *2.3.4.4 Válvulas Reguladoras de Capacidad o Rendimiento del compresor*

Estas válvulas adaptan la capacidad del compresor a la capacidad real del evaporador. Su función es realizar un by-pass entre las líneas de succión y descarga del compresor; éste controlará el valor de la presión de succión, el cual ante una disminución de la carga térmica también tenderá a disminuir, lo que puede generar problemas como la ebullición del aceite del compresor.

#### *2.3.4.5 Válvulas Reguladoras de Presión para el Carter*

Advierten acerca de una sobrecarga en el motor del compresor y se encargan de limitar en el cárter la presión de succión después de un paro del sistema o mientras ocurra un proceso de deshielo. El refrigerante proveniente del evaporador sólo podrá ingresar al compresor cuando éste efectivamente pueda recibirlo.

#### *2.3.4.6 Válvulas Presostática para la Condensación con agua*

Es de accionamiento mecánico e incorpora un captador de presión al cuerpo de la válvula. A la salida del compresor, cuando la presión de alta alcanza el valor de ajuste del tornillo de regulación, la válvula se abre en función de esa presión captada y deja pasar agua al condensador (enfriado por agua), lo anterior para controlar la cantidad de agua utilizada durante el proceso de condensación.

#### *2.3.4.7 Válvulas de Solenoide*

Esta válvula posee un solenoide alimentado eléctricamente el cual mueve el vástago para obstruir o dar paso al refrigerante. La más empleada en refrigeración es la NC, normalmente cerrada, la cual al alimentar la bobina permite el paso del refrigerante; en una NA, normalmente abierta, ocurre lo contrario.

## **2.4 ESTRATEGIAS DE CONTROL**

De la Capacidad del Sistema de Refrigeración, ecuación 2.2, y teniendo en cuenta el proceso de compresión (figura 7c), el volumen realmente desplazado por unidad de tiempo puede expresarse como:

$$V_r = \left( \frac{\pi D^2}{4} L \right) rpm N \varepsilon \quad [2.5]$$

Donde

$\varepsilon$  : es un factor debido a los efectos de re-expansión

$N$ : es el número de cilindros

$L$ : Carrera del cilindro

$D$ : Diámetro del pistón

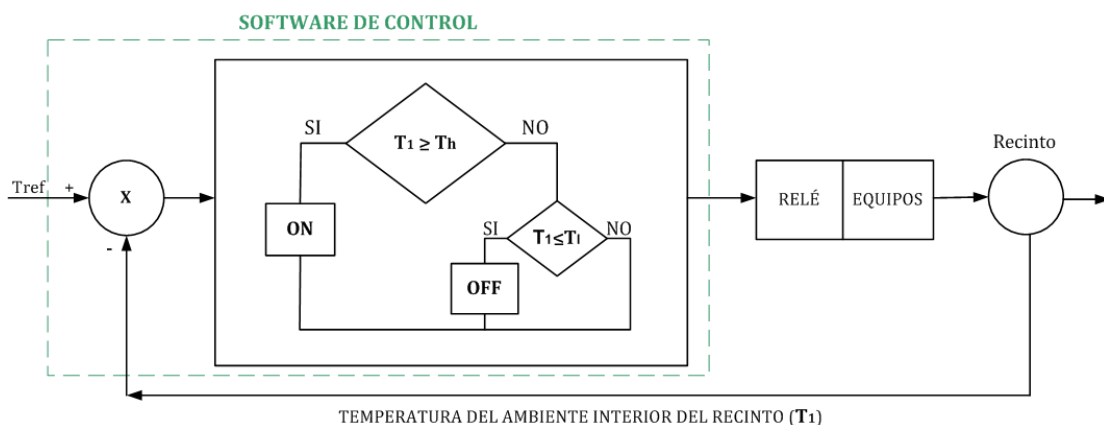
De esta relación pueden deducirse las estrategias de control utilizadas para sistemas de refrigeración:

- Control de Ciclo
- Control de Capacidad

### 2.4.1 Control de Ciclo

A través de los controles de ciclo es posible conectar y desconectar el sistema para generar ciclos de operación y descanso según la carga impuesta al sistema.

**Figura 9. Diagrama de bloque para Control On-off**



Fuente: Autor

### *Control On-off*

On-off es la estrategia de control más utilizada en sistemas de refrigeración. Consiste en detener el sistema cuando se han alcanzado los requerimientos de temperatura y nivel de carga y, posteriormente ponerlo en marcha cuando estos valores ya no sean los deseados. Es decir, por ejemplo, si un termostato (ó por acción de la presión - presostato) detecta que la temperatura alcanzada en el recinto es efectivamente la requerida, se ordenará al sistema hacer un paro de sus operaciones; éste se pondrá en marcha nuevamente cuando detecte una determinada variación en la temperatura. En la Figura 9,  $T_h$  y  $T_l$  son la temperatura máxima y mínima que puede alcanzar el recinto.

### **2.4.2 Control de Capacidad**

Control de Capacidad: permite adaptar la capacidad de refrigeración de acuerdo al valor de carga impuesta, modificando únicamente algunas condiciones de operación del compresor sin realizar un paro del mismo.

### *Control Continuo*

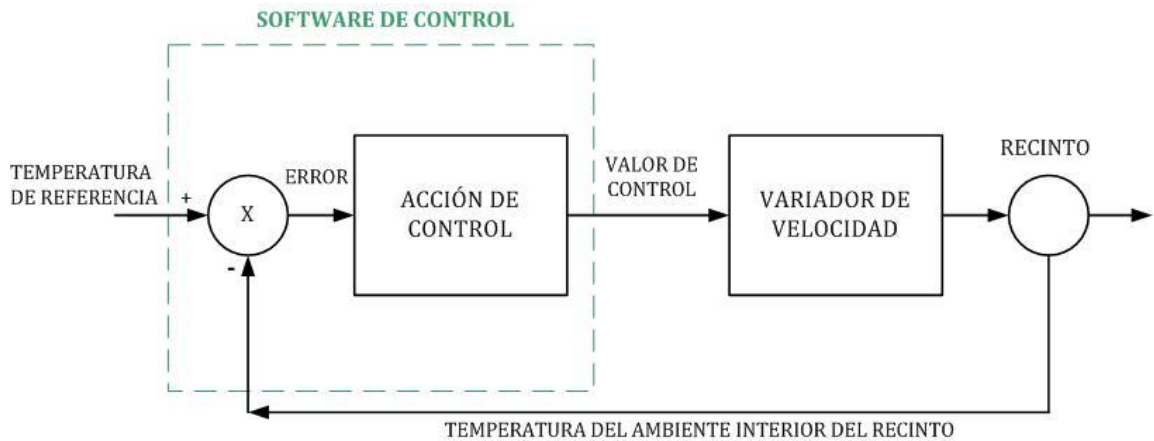
Esta estrategia de control se encarga de producir una acción que reduzca la fluctuación del sistema y lo retorne a una condición estable a través del control de la velocidad del compresor. Lo anterior se logra con compresores de velocidad variable – controlador. Figura 10.

Reducir la velocidad del compresor disminuye el consumo de energía, la capacidad para la misma condición climática, y, aunque casi imperceptible, el confort<sup>2</sup>. Ralentizar el compresor disminuye también el flujo másico de refrigerante, esto reduce la transferencia de calor latente y sensible, lo que significará mayor tiempo de operación para mantener la condición de temperatura deseada.

---

<sup>2</sup> Comodidad, bienestar.

**Figura 10. Diagrama de bloque para Control Continuo**



Fuente: Autor

## 2.5 PÉRDIDAS EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

### 2.5.1 Pérdidas en sistemas por compresión de vapor

Las características de la estrategia on-off traen consigo una degradación del rendimiento del sistema de refrigeración. Durante el ciclo de desconexión, ciclo-off, el sistema intenta conseguir el equilibrio mecánico a través de la migración del refrigerante desde zonas de mayor presión, como condensador y líneas de líquido hacia el evaporador; este comportamiento agrega calor al recinto y ejerce un impacto negativo en su eficiencia. Durante el ciclo de encendido, ciclo-on, la redistribución de la carga y la puesta en marcha del compresor después de una parada también comprometen el rendimiento del sistema de refrigeración.

#### 2.5.1.1 Ciclo-off

En el inicio del ciclo-off, es decir, a partir de la parada del compresor, el refrigerante migra desde el condensador y líneas de líquido hacia el evaporador hasta que la presión en el sistema se iguale y hasta que los intercambiadores de calor logren el equilibrio térmico con sus alrededores; el refrigerante también se desplaza hacia el

evaporador desde las líneas de vapor, no obstante, cada fase del refrigerante transferirá distintas cantidades de calor al recinto.

Desde el momento de abandonar el condensador, el refrigerante líquido transfiere calor de tal manera que se va “enfriando” desde su temperatura en el condensador hasta la temperatura de su destino final, el evaporador, aportándole así poco calor al recinto. Por su parte, el refrigerante en forma de vapor lo que hará será condensarse en el evaporador y agregar gran cantidad de calor al recinto.

#### *2.5.1.2 Ciclo-on*

La eficiencia del sistema bajo esta estrategia de control puede ser caracterizada a través de sus pérdidas. Los aspectos importantes para su estudio son: el costo de la energía y pérdidas de la capacidad.

Dependiendo de las condiciones y variaciones en la carga térmica, un sistema puede permanecer en el ciclo-on durante cortos intervalos de tiempo, lo que significa una alta tasa de intermitencia en la operación y por consiguiente el desgaste de los equipos especialmente de la unidad compresora<sup>3</sup>. El funcionamiento intermitente tiene su mayor efecto en la cantidad de energía consumida para accionar el compresor; los picos de consumo desde el punto de vista energético son responsables en gran parte de la disminución de la eficiencia del sistema de refrigeración.

En el inicio del ciclo-on, la mayor parte de la carga se encuentra en el evaporador debido a la migración del refrigerante durante el ciclo-off. El refrigerante que abandona el evaporador en los primeros minutos es una mezcla bifásica que de no evaporarse en los tubos de succión pondría en riesgo el adecuado funcionamiento del compresor. Una cantidad significativa de refrigerante líquido o mezcla líquido-vapor

---

<sup>3</sup> S.W., Garstang. Variable frequency speed control of refrigeration compressors. (1990)

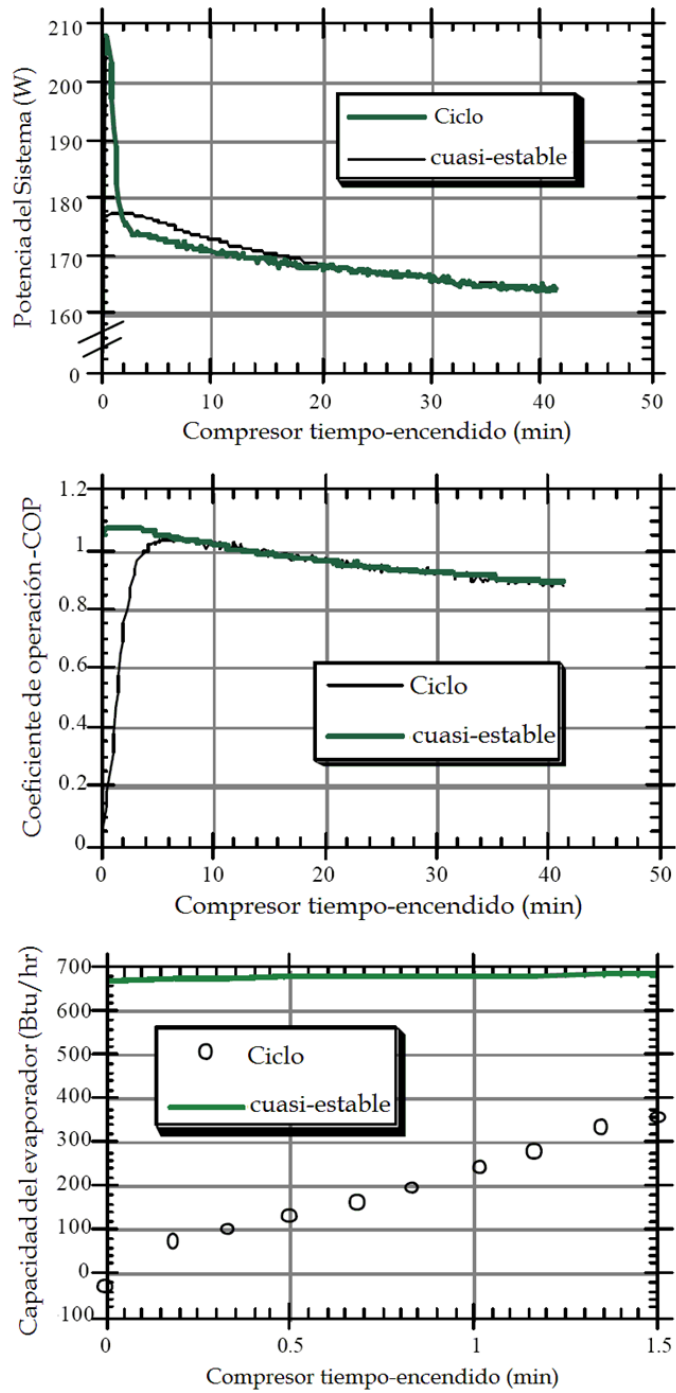
abandonan el evaporador durante el primer minuto<sup>4</sup>; la energía de evaporación en las líneas de succión e incluso en la carcasa del compresor hace que estas locaciones se enfríen y hasta que se congelen.

P. E. Krause & C. W. Bullard [8] reflejaron la diferencia entre el funcionamiento de un refrigerador (ver Tabla 3) bajo control on-off con otro cuasi-estable a  $T_{amb}$  de 90°F, y obtuvieron los resultados que se muestran en la Figura 11. De acuerdo a los autores, para una mezcla bifásica que abandona el evaporador, la capacidad será bastante baja y la demanda de energía bastante alta; sin embargo, en pocos minutos al evaporarse todo el líquido, la capacidad aumenta progresivamente. En la gráfica se detalla además la potencia requerida al inicio del ciclo-on, el tiempo que toma su estabilización y el COP. Nótese como éste último crece durante los primeros minutos del ciclo-on; esto se atribuye a una disminución en la potencia y al incremento de su capacidad.

---

<sup>4</sup> Murphy & Goldschmidt. Modeling of start-up transients. (1984)

**Figura 11. Potencia, COP y capacidad en Ciclo-on (90°F)**



Fuente: Cycling and Quasi-Steady Behavior of a Refrigerator - P. E. Krause & C. W. Bullard

**Tabla 3. Refrigerador experimental de Krause & Bullard**

<b>Datos de Refrigerador</b>	
<b>Capacidad Máxima</b>	20 pies Cúbicos
<b>Marca</b>	Whirlpool
<b>Modelo</b>	ET20PK
<b>Refrigerante</b>	R-12
<b>Carga</b>	8.25 Oz (R-12)

Fuente: Cycling and Quasi-Steady Behavior of a Refrigerator - P. E. Krause & C. W. Bullard

## **2.6 OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

La caracterización del comportamiento transiente de un sistema de refrigeración interviene directamente en la determinación de su desempeño y en su optimización. Una de las opciones para reducir el consumo de energía es el uso de compresores de velocidad variable los cuales tienen la habilidad de adaptarse a las condiciones de carga en el refrigerador. De acuerdo a la característica dinámica de la aplicación, el compresor puede trabajar a una baja velocidad que economice la energía y posteriormente modificarla al aumentarse las condiciones de carga.

R. J. Woodall y C. W. Bullard<sup>5</sup> (1996) modelaron y simularon el refrigerador Whirlpool anteriormente mencionado (Tabla 3) con el objetivo de cuantificar la disminución de las pérdidas en un sistema de refrigeración usando compresores de velocidad variable. Los autores compararon dos sistemas B y C, los cuales tienen las características descritas en la Tabla 4. Todas las comparaciones de energía se hicieron entre el sistema B que opera a 3600 rpm y, como se indica también en la Tabla 4, entre el sistema C que puede operar a 2400 o 3600 rpm. Compararon la operación a alta velocidad del sistema C con su operación a baja velocidad y con la operación del

---

<sup>5</sup> R. J. Woodall & C. W. Bullard. Development, Validation, and Application of a Refrigerator Simulation Model. (1996).

sistema B. las temperaturas promedio del compartimiento del refrigerador eran 40°F y 5°F, la temperatura ambiente podía tomar valores de 100°F, 90°F, 75°F y 60°F.

**Tabla 4. Características del sistema de compresión Woodall & W. Bullard**

Velocidad	Sistema Original de compresión de alta-velocidad	Sistema optimizado de compresión de alta-velocidad	Sistema nuevo de compresión de dos velocidades
<b>3600 rpm</b>	Whirlpool Lin=1.54 ft M total=8.25 Oz	Whirlpool B Lin=5.26 ft M total=8.20 Oz	Sistema C @ 3600rpm Lin=8.49 ft M total=8.61 Oz
<b>2400 rpm</b>	-	-	Sistema C @ baja velocidad Lin=8.49 ft M total=8.61 Oz

Fuente: Development, Validation, and Application of a Refrigerator Simulation Model. R. Woodall & W. Bullard

Los resultados obtenidos por R. J. Woodall y C. W. Bullard, ver Tabla 5, al operar con cada sistema B y C, mostraron una buena reducción en las pérdidas del ciclo al operar el sistema en baja velocidad. La economía se debió a tres factores principales:

- El compresor es más eficiente trabajando a bajas velocidades de rotación
- A bajas velocidades de rotación, el aumento de la temperatura del compresor es menor, y
- Se aumentó el tiempo de operación del sistema y por consiguiente, se redujo la frecuencia de paradas del compresor

El estudio también arrojó un aumento en la eficiencia de 4 a 14% en el funcionamiento del compresor a baja velocidad de rotación y una reducción del consumo eléctrico de 0,4 a 4,7%.

**Tabla 5. Reducción en las pérdidas del ciclo-on a 2400 rpm**

<b>Temperatura Ambiente (°F)</b>	<b>%Reducción de pérdidas en el ciclo</b>
100	48
90	30
75	17
60	11

Fuente: Development, Validation, and Application of a Refrigerator Simulation Model. R. Woodall & W. Bullard

### 3. SIMULACION DINÁMICA

Los sistemas de refrigeración consumen gran cantidad de energía, por ello es importante conocer su comportamiento durante el ciclo operación y llevar a cabo estudios de eficiencia energética que permitan predecir su rendimiento y optimizar su funcionamiento a través de análisis de las características de sus componentes.

La simulación para el análisis de sistemas de refrigeración facilita la comparación del consumo energético para cada estrategia de control resaltando a través de los resultados obtenidos las ventajas operacionales que ofrecen sin la necesidad de contar con instrumentos de medición, es decir, que permite conocer los resultados de un estudio bajo condiciones y practicidades que no ofrece un método de medición directa que consume energía, tiempo y dinero.

Para la simulación transitoria se definen los modelos matemáticos de cada componente (ver numeral 4. Modelos Matemáticos) los cuales posteriormente se acoplan de tal manera que se pueda analizar el sistema de refrigeración integralmente.

#### 3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS MODELOS DINÁMICOS

Los modelos usados en este proyecto se dividen en dos categorías:

##### 3.1.1 Modelos Tipo *lumped*

Son los modelos más sencillos ya que expresan el comportamiento dinámico de los componentes usando ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden, describiendo así la transferencia de calor, masa y momento, ya sea flujo monofásico o bifásico, lo anterior haciendo uso de las teorías de la física clásica, consiguiendo de

esta manera reducir las ecuaciones diferenciales parciales a ordinarias, lo que simplifica bastante la formulación matemática. [9] [10]

### **3.1.2 Modelo Tipo *distributive***

También conocidos como discretos; estos modelos poseen una mayor complejidad matemática ya que permiten el uso de ecuaciones diferenciales parciales para simular cada uno de los componentes; esto implica que ya no solo se debe integrar en el tiempo sino también en el espacio, lo cual conlleva a un costo computacional más alto que el del *lumped*, pero a su vez es más preciso. Para la solución de tales ecuaciones diferenciales se exige el uso de métodos numéricos especializados, los cuales serán citados en el siguiente numeral de modelos matemáticos dedicado a los intercambiadores de calor. [11]

## 4. MODELOS MATEMÁTICOS

El objetivo de este proyecto es comparar el consumo energético de un sistema de refrigeración bajo control On-off y Continuo. Para la simulación de cada uno de los componentes, compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador (incluye recinto a refrigerar) se pueden realizar varias simplificaciones en los modelos matemáticos que los describen; de esta manera se tendrán en cuenta únicamente aquellos factores significativos para tal comparación.

Los modelos escogidos para su presentación son el resultado de una extensa investigación y de un proceso de selección entre numerosas propuestas (ver Anexo A) disponibles en reconocidas bases de datos científicas<sup>6</sup>. Cada uno de estos modelos se basa en ecuaciones de la conservación y de balance para cada componente del sistema, los cuales se derivan y combinan para simular el sistema básico de refrigeración por compresión de vapor.

### 4.1 MODELO DEL COMPRESOR

El funcionamiento real de un compresor es siempre dinámico, incluso en estado estable. Los siguientes son algunos de los modelos de compresor estudiados para simular el comportamiento del mismo.

#### 4.1.1 Modelo Exhaustivo

Los autores Chen & Lin [11] proponen el uso de un modelo *lumped* en lugar de uno discreto (en inglés *distributive*), ya que en este último el problema es tridimensional y requiere de un gran tiempo de computación. Éstos además se orientaron de algunos modelos ya propuestos para modelación estática y dinámica de un sistema de refrigeración como el de Yasuda et al [12], entre otros.

---

<sup>6</sup> Base de Datos ELSEVIER - SCIENCE DIRECT. IEEE/IEE Electronic Library. SPRINGER. Disponibles en la Base de Datos de la Biblioteca UIS

El modelo del compresor de Chen & Lin es para uno recíprocante de tipo abierto, del cual sus ecuaciones básicas se derivan de las leyes físicas de conservación de masa y energía:

$$dU = dQ - pdV + dE \quad [4.1]$$

$$dm = dm_s + dm_d \quad [4.2]$$

Para las cuatro fases del ciclo de un compresor, ver Figura 7, las ecuaciones básicas se especifican a continuación:

$$\text{Fase de compresión:} \quad mdu = dQ - pdV \quad [4.3]$$

$$\text{Fase de descarga:} \quad mdu = dQ - pdV_d + pvd m \quad [4.4]$$

$$\text{Fase de expansión:} \quad mdu = dQ - pdV \quad [4.5]$$

$$\text{Fase de succión:} \quad mdu = dQ - pdV_s + (h_s - u)dm \quad [4.6]$$

Donde los subíndices *s* y *d* indican succión y descarga respectivamente. Estas ecuaciones se deducen en el Anexo B en su forma discretizada. Estas ecuaciones reflejan que en las fases de compresión y expansión, debido a que la válvula de succión y la de descarga no permiten la entrada ni salida de refrigerante, se tiene un sistema cerrado.

$dV/dt$  se determina a través de la ecuación cinética del pistón:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{4} \pi D^2 \omega L \lambda \sin \theta \left[ 1 + \frac{\lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}} \right] \quad [4.7]$$

Donde  $V$  es volumen,  $D$  diámetro del pistón,  $\omega$  velocidad angular,  $L$  longitud de la biela,  $\lambda$  Relación de  $R/L$  ( $R$  es la longitud de la manivela) y  $\theta$  el ángulo de rotación. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

$dQ/dt$  se determina a partir de la ecuación de transferencia de calor:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha_{cln} A_{cln} (T_w - T_r) \quad [4.8]$$

Donde  $\alpha_{cln}$  es el coeficiente de transferencia de calor al interior del cilindro,  $A_{cln}$  área interna del cilindro,  $T_w$  temperatura de la pared del cilindro y  $T_r$  temperatura del refrigerante en el cilindro.

$dm/dt$  se determina con la ecuación de la rata de flujo másico a través de las válvulas:

$$\frac{dm}{dt} = C_v A_v \sqrt{2\rho\Delta p} \quad [4.9]$$

Esta ecuación es una modificación de la original por no ser esta última dimensionalmente homogénea, lo cual supone un error. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

**Nota:** El modelo descrito por Chen & Lin [11] se programó en MATLAB; sin embargo tras varias pruebas se observó lo siguiente:

1. El diferencial de tiempo a tomar ( $\Delta t$ ) exigido por este modelo es muy pequeño en comparación con el que exigirían los demás componentes del sistema, esto debido a su carácter netamente dinámico y a los valores de rpm que manejan este tipo de compresores [1800-3600]. Lo anterior se traduce en un mayor costo computacional para la simulación.

2. Posee un alto número de parámetros los cuales deben ser ajustados en lo posible mediante un análisis experimental y no se tienen los medios para realizarlo.
3. Se observó que cerca al punto muerto superior se presentan picos de temperatura y presión, los cuales en algunos casos exceden el intervalo admisible para el NIST-REFPROP v8.0 -programa para el cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte de los refrigerantes-.

A pesar de las desventajas mencionadas se realizó una subrutina siguiendo este modelo sin tener en cuenta la pérdida de calor desde el cilindro,  $dQ/dt = 0$  (Ecuación 4.8). Esta subrutina se adjunta a manera de anexo, como un aporte para futuros desarrollos del mismo, y no se acopla al sistema para la simulación.

#### 4.1.2 Modelo Implementado

Ding, Zhang & Lu [13] redujeron la complejidad en la dinámica del modelo del compresor, dividiendo el primero en dos partes:

1. La parte de estado estable para el cálculo de la rata de flujo másico y,
2. La parte dinámica para el cálculo del proceso de intercambio de calor.

Este modelo es recomendado por su simplicidad y precisión; el compresor es recíprocante hermético y se compone de dos partes carcasa y cilindro.

La rata de flujo másico y la potencia de entrada se calculan así:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V_{th}}{v_s} \quad [4.10]$$

$$\frac{dW}{dt} = V_{th} p_s \left( \frac{\psi}{\psi - 1} \right) \left[ \left( \frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\psi-1}{\psi}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_t} \quad [4.11]$$

$$V_{th} = \lambda V_d n i \eta_v \quad [4.12]$$

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} L \quad [4.13]$$

$$\eta_v = 1 - \left( \frac{V_{cl}}{V_d} \right) \left[ \left( \frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{\psi}} - 1 \right] \quad [4.14]$$

Donde  $V_{th}$  es el desplazamiento real del pistón,  $v_s$  es el volumen específico del vapor de succión,  $\psi$  es el exponente politrópico,  $\eta_t$  es el producto de las eficiencias volumétrica ( $\eta_v$ ) y eléctrica ( $\eta_e$  se puede tomar del 98% Browne & Bansal [14]),  $\lambda$  es el coeficiente de capacidad del compresor,  $n$  son las revoluciones por segundo del eje,  $i$  es el número de cilindros y  $L$  es la longitud de la carrera. Los subíndices  $s$ ,  $d$  y  $cl$  indican succión, descarga y holgura respectivamente.

Para efectos de comparación del consumo energético, no se considera influyente el intercambio de calor; lo anterior lo asumen autores como J.V.C. Vargas & J.A.R. Parise [15] y S. M. Sami & A. Dahmani [16].

## 4.2 MODELOS DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR

Los siguientes son los modelos de intercambiadores de calor estudiados para simular el comportamiento del evaporador y condensador.

### 4.2.1 Modelos Exhaustivos

Para Chen & Lin [11] la evaporación y condensación son procesos muy complicados, por ello proponen las siguientes condiciones para simplificar los modelos matemáticos de cada componente:

1. El flujo de refrigerante en el tubo es unidimensional a lo largo del eje axial del mismo.
2. En cualquier sección transversal del evaporador y el condensador, el refrigerante es homogéneo, y por consiguiente los valores de cualquier parámetro son idénticos en cualquiera de ellas, y
3. La transferencia de masa y energía ocurren solo por convección.

Las ecuaciones de la conservación y balance para el flujo de refrigerante por los ductos, se pueden escribir como:

Conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad [4.15]$$

Donde  $\rho$  es la densidad de la mezcla saturada, del líquido o del vapor según corresponda al estado del refrigerante;  $t$  es el tiempo,  $u$  es la velocidad de flujo y  $z$  la dirección del flujo.

Conservación de la cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial z} = f + \rho g \cos \theta \quad [4.16]$$

Para flujo horizontal  $\cos \theta = 0$ , y para flujo vertical ascendente  $\cos \theta = 1$ ;  $p$  es la presión del refrigerante y  $f$  es la fuerza de arrastre por unidad de volumen ejercida sobre el refrigerante en la dirección de flujo por la pared del tubo, y puede determinarse con:

$$f = \frac{1}{D_i} f' \frac{1}{2} \rho u^2 \quad [4.17]$$

$D_i$  es el diámetro interior del tubo y  $f'$  es el factor de fricción de Darcy,  $\rho$  es la densidad del refrigerante y  $u$  la velocidad del mismo. La forma de esta ecuación es un poco diferente a la mostrada por Chen & Lin ya que se partió de la ecuación de Darcy-Weisbach ( $f' = 4\lambda$ ). Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

El balance energético para un volumen de control de un tubo de longitud  $dx$  con las paredes del tubo, resulta:

Conservación de la energía:

$$\frac{\partial(\rho h - p)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = q + u(f + \rho g \cos \theta) \quad [4.18]$$

$h$  es la entalpía de la mezcla saturada, del líquido o del vapor según corresponda al estado del refrigerante,  $g$  es la constante gravitacional,  $q$  denota el calor transferido por unidad de volumen desde la pared del tubo al refrigerante, y se puede escribir como:

$$q = \frac{dQ}{dV} = \frac{4}{D_i} \alpha_r (T_w - T_r) \quad [4.19]$$

Donde  $\alpha_r$  es el coeficiente de transferencia de calor al interior del tubo (lado refrigerante),  $T_w$  temperatura de la pared del tubo y  $T_r$  temperatura del refrigerante en el tubo. Algunos autores como MacArthur J. W. [10], X. Jia, C. P. Tso & P. K. Chia [17] y Su Xiu-ping, Chen Jiang-ping, Chen Zhi-jiu y Zhou Xiao-tian [18] desprecian el efecto de la presión en la ecuación [4.18] y también el de la fuerza de arrastre.

Para la pared del tubo la ecuación de energía es:

$$C_w \frac{dT_w}{dt} = \alpha_a \pi D_o \eta (T_a - T_w) + \alpha_r \pi D_i (T_r - T_w) \quad [4.20]$$

Donde los subíndices  $a, r, o, i$  y  $w$  indican lado aire, lado refrigerante, exterior, interior y pared del tubo.  $C$  es la capacidad térmica ( $C = c\rho V$ ).

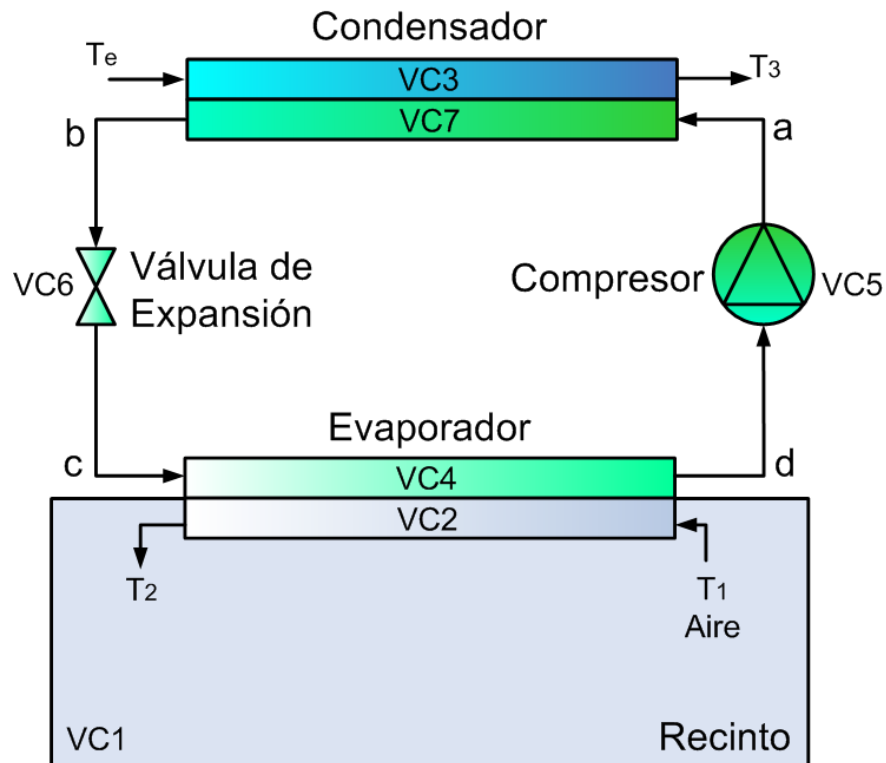
El sistema de ecuaciones diferenciales parciales representadas por las ecuaciones [4.15], [4.16], [4.18] y [4.20] pueden ser resueltas numéricamente dividiendo la longitud total del tubo en un gran número de secciones y aplicar la técnica de diferencias finitas (explícitas o implícitas). Se realizaron pruebas siguiendo las ecuaciones anteriores y aplicando tanto esquemas implícitos (*upwind*) como explícitos (Lax), ver el Anexo D donde se brinda una descripción de los mismos. El primero se descartó debido a que se requiere resolver un sistema de cuatro ecuaciones no lineales para cada  $\Delta z$ , que implican el cálculo de propiedades tanto del refrigerante como el aire y correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor al interior y exterior del tubo, dependiendo de estos últimos la exactitud del modelo. El segundo por su condición de explícito conlleva una condición en cuanto al paso temporal utilizado ( $\Delta t$ ), la cual resulta en uno de muy pequeño valor (de 0.5 ms) para obtener una solución estable. En ambos casos el tiempo de cálculo resulta muy elevado.

**Nota:** Tomando en cuenta que el objetivo principal es la comparación de un esquema de control continuo con el tradicional on-off respecto al consumo de energía, y no una simulación exhaustiva del sistema, la cual es de alta complejidad y difícilmente abordable en un único proyecto de pregrado, se adoptaron modelos de tipo *lumped* para el condensador y evaporador.

#### 4.2.2 Modelos Implementados

J. V. C. Vargas & J. A. R. Parise [15] presentan un modelo matemático para una bomba de calor operando bajo control on-off y control continuo. El modelo se basa en las ecuaciones de conservación en derivada temporal, así como las ecuaciones de estado para el refrigerante y del aire, resultando un conjunto de ecuaciones diferenciales, algebraicas y de propiedades que describen la respuesta del sistema a variaciones en la carga térmica del ambiente refrigerado.

**Figura 12. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración**



Fuente: Autor

Basado en el Diagrama esquemático de la bomba de calor de J.V.C. Vargas & J.A.R. Parise [15].

Con el fin de obtener el comportamiento cualitativo de una bomba de calor operando con control continuo o de lazo cerrado y control on-off y, a pesar de la gran precisión que había sido alcanzada con otros modelos años anteriores, los autores Vargas &

Parise desarrollaron un modelo simplificado para reducir a un mínimo el número de parámetros geométricos y de operación que intervienen en la simulación.

De acuerdo a este modelo simplificado, nuestro sistema de refrigeración se divide en 7 diferentes volúmenes de control VC, como se muestra en la Figura 12. VC1, es el recinto (ambiente de temperatura controlada); VC2, lado aire del evaporador; VC3, lado aire del condensador. En el lado del refrigerante: VC4, lado refrigerante del evaporador; VC5, compresor; VC6, válvula de expansión; y VC7, lado refrigerante del condensador.

- *Evaporador:* VC2, lado aire del evaporador, se asume una interacción de calor principalmente con VC4. Por lo cual, las pérdidas de calor en el evaporador son despreciables. Siendo:

$$T_{VC2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad [4.21]$$

Donde,  $T_{VC2}$  es la temperatura promedio del lado aire del evaporador,  $T_1$  es la temperatura promedio del recinto y  $T_2$  es la temperatura a la salida del evaporador en el lado aire.

La ecuación de energía queda:

$$\frac{dT_2}{dt} = [-\dot{Q}_4 + \dot{m}_{aire2} c_{p,aire} (T_1 - T_2)] \frac{2}{c_{v,aire} m_{a2}} - \frac{dT_1}{dt} \quad [4.22]$$

$\dot{Q}_4$  es la rata de calor en el evaporador,  $\dot{m}_{aire2}$  es la rata de flujo másico de aire a través del evaporador en el lado aire y  $m_{a2}$  es la masa de aire en el lado aire del evaporador. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

Si se tratara de un sistema de aire acondicionado, se debería modificar esta ecuación para incluir el uso de aire exterior a través del evaporador.

Con el sistema de refrigeración en operación, el refrigerante entra en VC4, el lado refrigerante del evaporador, como mezcla líquido-vapor y sale como vapor sobrecalentado. Por supuesto, el estado del refrigerante varía a lo largo del evaporador. Se requiere entonces un criterio para promediar las propiedades y se asumen propiedades uniformes a través del volumen de control. Para modelar el proceso real de intercambio de calor, se asume lineal la variación de la calidad del refrigerante a través del volumen de control, por lo tanto los valores promediados espacialmente de las propiedades termodinámicas del refrigerante, que varían en el tiempo, se aproximan a las propiedades de una mezcla líquido-vapor con una calidad promedio constante en tiempo y espacio  $x_4$ . Estas condiciones hacen posible el uso de un modelo *lumped* en forma paramétrica para la ecuación de energía; lo anterior también fue asumido por Chi & Didion [19]. Como un resultado de ello, la entalpía del refrigerante cambia en el tiempo y la transferencia de calor se obtiene de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\frac{dh_4}{dt} = [\dot{Q}_4 + \dot{m}_c(h_c - h_d)] \frac{1}{m_4} \quad [4.23]$$

Para esta ecuación se asume la caída de presión despreciable;  $h_4$  es la entalpía específica promedio en el evaporador,  $\dot{m}_c$  es la rata de flujo másico de refrigerante calculada en la válvula de expansión,  $h_c$  y  $h_d$  son las entalpías específicas a la salida de la válvula de expansión y del evaporador respectivamente y  $m_4$  es la masa de refrigerante en el evaporador. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

Para los cálculos, se necesita también la temperatura promedio en el evaporador  $T_4$ :

$$h_4 = x_4 h_{4v} + (1 - x_4) h_{4l} \quad [4.24]$$

$$\frac{dT_4}{dt} = f\left(\frac{dh_4}{dt}, x_4\right) \quad [4.25]$$

$h_{4v}$  es la entalpía específica del vapor saturado a la temperatura de evaporación y  $h_{4l}$  la entalpía específica del líquido saturado a la temperatura de evaporación.

El refrigerante está saturado en VC4, lo que implica:

$$p_4 = f(T_4) \quad [4.26]$$

Donde,  $p_4$  es la presión promedio del refrigerante en el evaporador.

La variación en el tiempo de la entalpía del refrigerante sobrecalentado,  $h_d$ , se asume como la misma de la entalpía del vapor saturado en el evaporador,  $h_{4v}$ . En consecuencia la entalpía instantánea del refrigerante en el punto d se puede estimar así:

$$\frac{dh_d}{dt} \simeq \frac{dh_{4v}}{dt} = f\left(\frac{dT_4}{dt}\right) \quad [4.27]$$

La ecuación [4.27] desprecia los efectos de la presión en la variación de la entalpía en la región de sobrecalentamiento dentro de un rango estrecho de temperatura a la salida del evaporador.

El volumen específico en el punto d, a la entrada del compresor, es:

$$v_d = f(p_4, T_d) \quad [4.28]$$

$T_d$  es la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador.

La interacción de calor con el lado aire del evaporador, donde las temperaturas en VC2 y VC4 se asumen uniformes, es:

$$\dot{Q}_4 = U_4 A_4 \left[ \frac{T_1 + T_2}{2} - T_4 \right] \quad [4.29]$$

Para los autores esta diferencia aritmética de temperaturas es una buena aproximación.  $U_4$  es el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador con el compresor encendido,  $A_4$  el área de transferencia de calor en el evaporador y  $T_4$  la temperatura promedio de refrigerante en el evaporador.

- *Condensador:* en VC3, lado aire del condensador, y con las mismas asunciones, se tiene:

$$\frac{dT_3}{dt} = [\dot{Q}_7 + \dot{m}_{aire3} c_{p,aire} (T_e - T_3)] \frac{1}{c_{v,aire} m_{a3}} \quad [4.30]$$

$T_3$  es la temperatura a la salida del condensador en el lado aire,  $\dot{m}_{aire3}$  es la rata de flujo másico de aire a través del condensador en el lado aire,  $T_e$  es la temperatura exterior y  $m_{a3}$  es la masa de de aire en el lado aire del condensador. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

En VC7, lado refrigerante del condensador, el refrigerante ingresa como vapor sobrecalentado, y abandona el condensador como líquido, ya sea saturado o subenfriado. Tal y como ocurre en el evaporador, los valores de las propiedades termodinámicas del refrigerante se aproximan a las de mezcla líquido-vapor con una calidad promedio constante en tiempo y espacio  $x_7$ . Del balance de energía entonces queda:

$$\frac{dh_7}{dt} = [\dot{m}_a(h_a - h_b) - \dot{Q}_7] \frac{1}{m_7} \quad [4.31]$$

Donde,  $h_7$  es la entalpía específica promedio en el condensador,  $\dot{m}_a$  es la rata de flujo másico de refrigerante calculada a la salida del compresor,  $h_a$  la entalpía específica a la salida del compresor,  $h_b$  la entalpía específica a la salida del condensador,  $\dot{Q}_7$  la rata de calor en el condensador y  $m_7$  la masa de refrigerante en el condensador. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

La temperatura  $T_7$ , es decir, la temperatura promedio del refrigerante en el condensador, puede obtenerse de la misma forma que  $T_4$ :

$$h_7 = x_7 h_{7v} + (1 - x_7) h_{7l} \quad [4.32]$$

$$\frac{dT_7}{dt} = f\left(\frac{dh_7}{dt}, x_7\right) \quad [4.33]$$

$$p_7 = f(T_7) \quad [4.34]$$

En la ecuación [4.32],  $h_{7v}$  es la entalpía específica del vapor saturado a la temperatura de condensación y  $h_{7l}$  la entalpía específica del líquido saturado a la temperatura de condensación; en la ecuación [4.34]  $p_7$  es la presión promedio del refrigerante en el condensador.

Para la variación en el tiempo de la entalpía del refrigerante sub-enfriado se asume que éste tiene la misma que la entalpía del líquido saturado en el condensador, en consecuencia la entalpia instantánea del refrigerante en el punto b se puede estimar por:

$$\frac{dh_b}{dt} \simeq \frac{dh_{7l}}{dt} = f\left(\frac{dT_7}{dt}\right) \quad [4.35]$$

La temperatura del refrigerante a la salida del condensador  $T_b$ , y su volumen específico  $v_b$ , están dados por:

$$T_b = f(p_7, h_b) \quad [4.36]$$

$$v_b = f(p_7, T_b) \quad [4.37]$$

Con un balance global de energía, se tiene:

$$\dot{Q}_7 = \dot{Q}_4 + \dot{W}_{cp} \quad [4.38]$$

Esta ecuación asume que la variación en el tiempo de la energía interna del refrigerante es despreciable, comparada con otros términos de la ecuación de energía.  $\dot{W}_{cp}$  es la potencia del compresor.

#### **En el ciclo off:**

Se asume que no hay migración de refrigerante durante el ciclo-Off, de esta manera la rata de flujo másico de refrigerante cae a cero instantáneamente. A pesar de no haber flujo de refrigerante, el ventilador continúa encendido y hay una diferencia de temperatura entre el refrigerante y el aire en el evaporador. La siguiente es la ecuación para los periodos del ciclo-Off:

$$\dot{Q}_7 = U_{7,off} A_7 \left[ T_7 - \frac{T_e + T_3}{2} \right] \quad [4.39]$$

Donde,  $U_{7,off}$  es el coeficiente global de transferencia de calor en el condensador con el compresor apagado y  $A_7$  el área de transferencia de calor del condensador.

Así mismo,  $\dot{Q}_4$  se calcula por la ecuación [4.29] reemplazando  $U_4$  por  $U_{4,off}$ . La ecuación del balance global de energía [4.38] no se usa para los periodos de ciclo-Off.

**Nota:** si se desea tomar en cuenta la transferencia de calor en los tubos de conexión entre los elementos del sistema de refrigeración, se pueden considerar incrementando en un porcentaje las áreas de transferencia de calor de los Intercambiadores. No obstante, para efectos de la comparación de consumo, estos elementos no son relevantes.

### 4.3 MODELO DEL RECINTO

Para el modelo del recinto VC1, y de acuerdo al diagrama esquemático del sistema de refrigeración en la Figura 12, J. V. C. Vargas & J. A. R. Parise [15] asumen:

- Propiedades uniformes del aire, aire seco y,
- Masa de aire constante

La carga térmica se estima basada en la ganancia de calor a través de paredes, superficies internas, techo y otras debidas a ventilación, infiltración de aire, personas, etc.

Del balance de energía y conservación de la masa para el volumen de control VC1, resulta:

$$\frac{dT_1}{dt} = [U_w A_w (T_e - T_1) + \dot{Q}_1 + \dot{m}_{aire} c_{p,aire} (T_2 - T_1)] \frac{1}{c_{v,aire} m_1} \quad [4.40]$$

Donde,  $T_1$  es la temperatura promedio del recinto,  $U_w$  el coeficiente global de transferencia de calor a través de las paredes del recinto,  $A_w$  el área total de las paredes,  $T_e$  la temperatura exterior,  $\dot{Q}_1$  la carga térmica del recinto a excepción del flujo de calor a través de las paredes,  $\dot{m}_{aire 2}$  la rata de flujo másico de aire a través del evaporador en el lado aire,  $T_2$  la temperatura a la salida del evaporador en el lado aire y  $m_1$  la masa de aire en el recinto. Esta ecuación se deduce en el Anexo B.

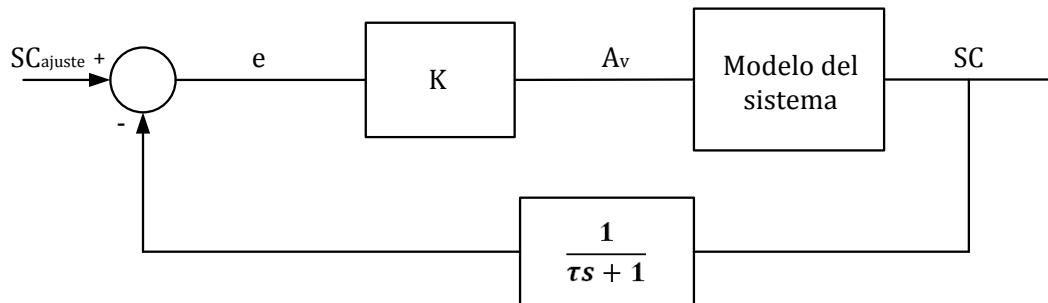
#### 4.4 MODELO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Hay numerosos dispositivos disponibles de regulación para su uso entre el condensador y el evaporador. Los más utilizados son los tubos capilares y las válvulas; éstas últimas pueden ser de dos tipos: válvula de orificio fijo y válvula de expansión termostática (VET). Un diagrama de bloques de la válvula -VET- se muestra en la Fig.13. De acuerdo al modelo de J. W. MacArthur [10], el flujo a través de la VET y de la válvula de orificio fijo se representa por la ecuación de orificio:

$$\frac{dm}{dt} = C_v A_v \sqrt{2\rho\Delta p} \quad [4.41]$$

$C_v$  es el coeficiente de flujo del orificio,  $A_v$  es el área del orificio,  $\rho$  la densidad a la entrada y  $\Delta p$  la diferencia de presión entre la entrada y la salida. Esta ecuación se deduce en el Anexo B (para la ecuación [4.9]).

**Figura 13. Diagrama de bloque VET**



Fuente: Autor

En la figura 13, SC significa el grado de sobrecalentamiento. En el modelo de la VET, el tiempo de respuesta de la válvula es incluido en la constante de tiempo,  $\tau$  del termobulbo. Para esta simulación se utilizará el modelo de una válvula de orificio fijo con el fin de que el control sea exclusivamente de las rpm del compresor (esquemas on-off y continuo).

## 4.5 ACCIONES DE CONTROL

### 4.5.1 Sensor de Temperatura y señal de Referencia

El sensor de temperatura es una termocupla con sensibilidad  $K_s$  ( $\mu V^\circ C^{-1}$ ) calibrada para un intervalo de temperatura  $T_{m\acute{a}x}$  y  $T_{m\acute{i}n}$ , de acuerdo a las especificaciones del sistema de refrigeración. Las señales de referencia de  $V_{m\acute{i}n} = 0$  y  $V_{m\acute{a}x}$  corresponden a  $T_{m\acute{i}n}$  y  $T_{m\acute{a}x}$  respectivamente. Cualquier temperatura que se desee para el recinto puede estar dentro de este rango, ajustando la señal de referencia  $V_{ref}$  entre 0 V y  $V_{m\acute{a}x}$ . Si se conecta un amplificador con ganancia  $K_a$  al sensor, la señal generada por este último a la salida del amplificador es:

$$a \quad T_{m\acute{i}n} \leq T_1 \leq T_{m\acute{a}x} \quad [4.42]$$

$$V_{fb} = (T_1 - T_{m\acute{i}n})K_sK_a \quad [4.43]$$

La señal de referencia  $V_{ref}$  se puede ajustar entre 0 V y  $V_{m\acute{a}x}$ , según la temperatura deseada del recinto,  $T_{set}$ , la cual deberá estar dentro del rango definido anteriormente. La señal de error se genera como se muestra a continuación:

$$E_a = V_{fb} - V_{ref} \quad [4.44]$$

Una vez que  $K_a$  y  $K_s$  sean seleccionados; usando la ecuación [4.43], se calcula el valor máximo de  $V_{fb}$  sustituyendo  $T_1$  por  $T_{m\acute{a}x}$ . El máximo valor de la señal de referencia es:

$$V_{m\acute{a}x} = (T_{m\acute{a}x} - T_{m\acute{i}n})K_sK_a \quad [4.45]$$

#### 4.5.2 Control Continuo

La acción de control utilizada se basa en un enfoque *Power-law*<sup>7</sup>, que se introduce para proveer las variaciones necesarias de velocidad del compresor, de acuerdo a las condiciones del ambiente refrigerado. La razón de su uso es su simplicidad y eficiencia, además de que tiene en cuenta la no linealidad del sistema que se va a controlar.

La idea es mantener el compresor a máxima velocidad hasta que la temperatura del ambiente a refrigerar alcance un valor muy cercano a la temperatura deseada. En este punto la velocidad es reducida gradualmente de tal manera que ésta no presente oscilaciones fuertes mientras se alcanza el estado estable en punto de referencia (*set point*). De esta forma, se encontró una reducción del tiempo transiente, para alcanzar el estado estable de operación. Desde este punto el sistema permanece trabajando a potencia reducida y sensible a cualquier variación que pueda ocurrir en la carga térmica del recinto, tal como abertura de la puerta y el ingreso de personas.

A través de un enfoque análogo o digital, se implementan las funciones de la acción de control entregadas por las ecuaciones [4.46] a [4.49]. Con la señal de error  $E_a$ , la diferencia entre  $T_1$  y la temperatura de referencia,  $T_{set}$ , se da por:

$$\Delta T_{control} = E_a (K_s K_a)^{-1} \quad [4.46]$$

La ecuación para calcular un voltaje de ajuste,  $V_s$ , debe identificar el punto en el cual se inicia la acción de control:

$$V_s = V_{m\acute{a}x} - K_c^{(\Delta T_{control} + 1)} \quad [4.47]$$

---

<sup>7</sup> Es decir, de tipo exponencial.

Donde  $K_c$  es la ganancia del controlador, escogida según el sistema que se vaya a controlar.

$$\text{Si } V_s \geq 0$$

$$V_a = V_{m\acute{a}x} - V_s \quad [4.48]$$

$$\text{Si } V_s < 0$$

$$V_a = V_{m\acute{a}x} \quad [4.49]$$

Note que en la ecuación [4.46], el exponente de  $K_c$  garantiza que el segundo término del lado derecho permanezca en el mismo orden de magnitud que  $V_{m\acute{a}x}$ , aún cuando  $\Delta T_{control}$  se aproxima a cero. De esta forma,  $V_s$  permanece negativo para temperaturas bastante cercanas al punto de referencia. El objetivo de añadir un uno (1) en el exponente es lograr:

- Que  $V_a$  difiera de  $V_{m\acute{a}x}$  únicamente cuando se está cerca del estado estable
- Suave variación de  $V_a$

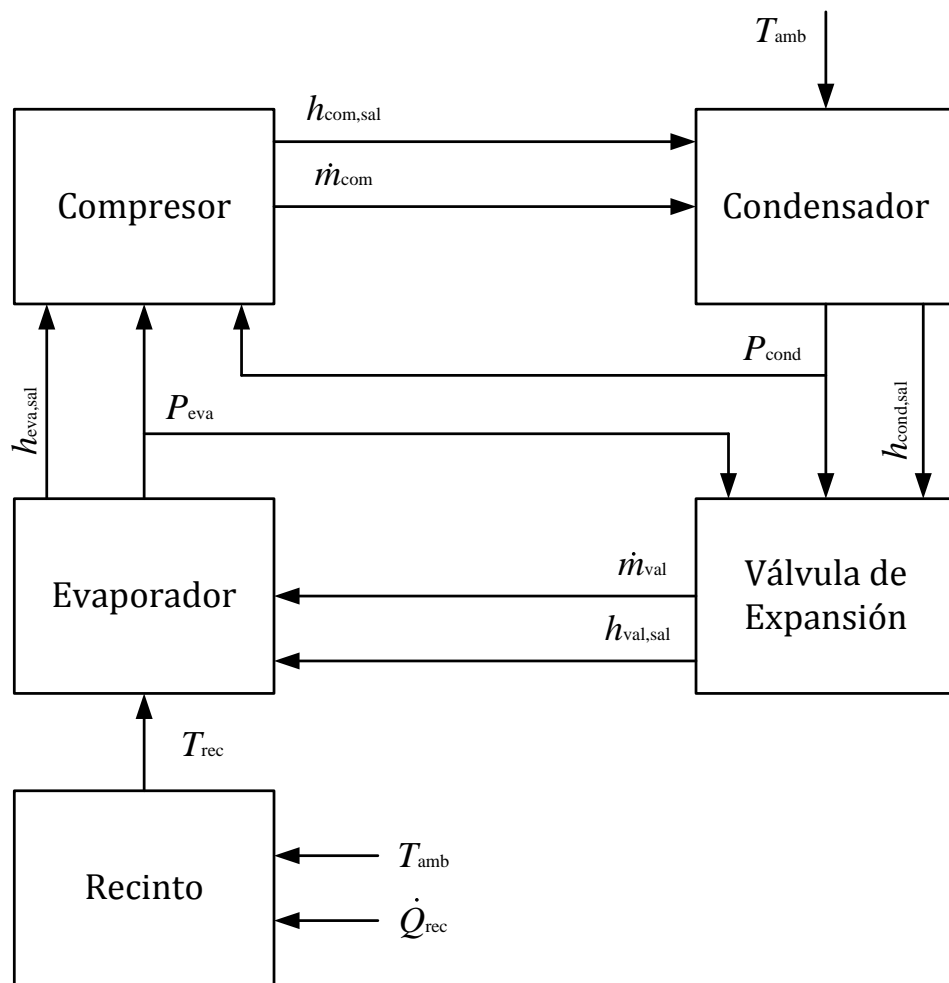
### 4.5.3 Control on-off

El control on-off se implementa fácilmente usando un termostato calibrado a una temperatura diferencial deseada, tal que la temperatura de referencia se encuentre en este rango. El compresor se apaga cuando el límite inferior es alcanzado ( $T_L$ ), y se prende cuando la temperatura del ambiente refrigerado alcanza el límite superior ( $T_H$ ). Por supuesto, cuando el compresor se enciende, lo hace a su velocidad máxima y ésta se mantiene constante hasta que se apague nuevamente. Esto significa que trabaja a máxima potencia durante los periodos on del ciclo.

#### 4.6 MODELADO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Los modelos de los componentes se combinan para configurar un modelo de simulación para el sistema de refrigeración completo.; el de esta simulación estará conformado por compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y recinto a refrigerar.

Figura 14. Configuración del sistema



Fuente: Autor

Para la simulación de este sistema, en su análisis dinámico, las salidas de un componente constituyen las entradas de otros componentes vecinos. En otras palabras, las salidas de un componente pueden ser entradas no sólo de aquel componente aguas abajo sino también del que se encuentra aguas arriba. Estas clases de conexiones constituyen un sistema en serie con retroalimentaciones para algunos componentes [11].

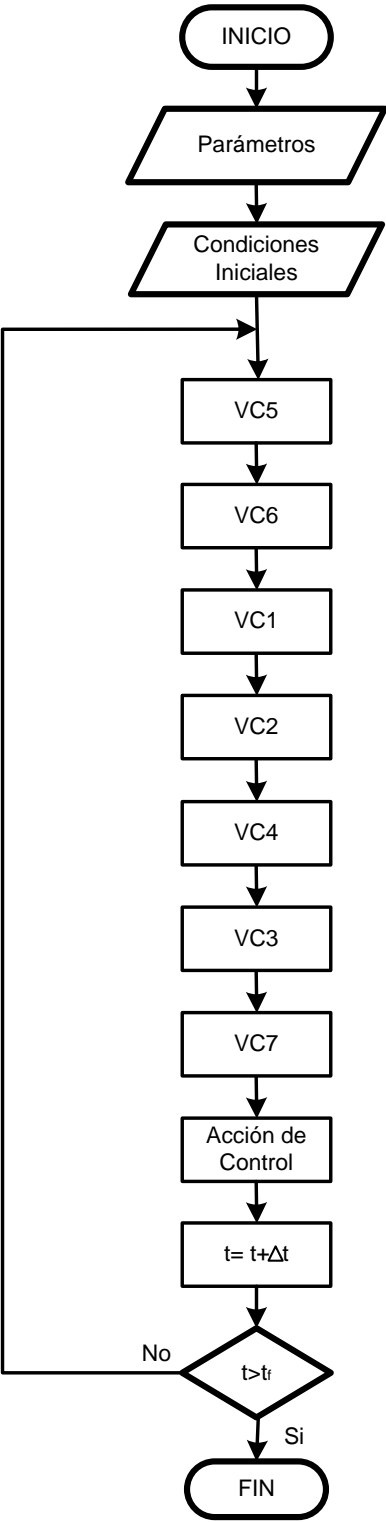
En la Figura 14 se muestran las principales entradas y salidas de los componentes y, la forma en que éstas se relacionan.  $\dot{Q}_{rec}$  es la carga térmica en el ambiente controlado o recinto refrigerado, a excepción de la transferencia de calor a través de las paredes.

Antes de calcular cualquiera de los componentes, se deben especificar todos los parámetros pertinentes de cada uno de ellos, así como sus condiciones iniciales. Una vez se tienen todos estos datos, se procede al cálculo de los componentes en una secuencia lógica la cual se ilustra en la Figura 15, en la que:

- VC1, es el recinto (ambiente de temperatura controlada)
- VC2, lado aire del evaporador
- VC3, lado aire del condensador
- VC4, lado refrigerante del evaporador
- VC5, compresor
- VC6, válvula de expansión
- VC7, lado refrigerante del condensador.

**Nota:** Para ver la configuración de estos volúmenes de control, remitirse a la Figura 12, donde se muestra el diagrama esquemático del sistema de refrigeración.

Figura 15. Diagrama de Flujo del Sistema del Refrigeración



Fuente: Autor

## 5. MÉTODO DE SOLUCIÓN

Los modelos matemáticos anteriormente mostrados, describen los componentes del sistema de refrigeración a través de un sistema de ecuaciones algebraicas y diferenciales de primer orden.

Existen varios métodos numéricos con los que se pueden resolver ecuaciones como las de la forma mostrada en la ecuación [5.1], entre ellos el Método de Runge-Kutta usado por J.V.C.Vargas & J.A.R. Parise [15], el Método predictor-corrector de Adams-Bashforths y el Método de primer orden de Euler. Para nuestro caso, las ecuaciones fueron integradas numéricamente en el tiempo usando el Método de Euler de paso temporal fijo ( $\Delta t$ ) y se tuvo que especificar una condición inicial para solucionar este problema de valor inicial.

En términos de las variables de estado ( $X_1, X_2, \dots, X_n$ ) estas ecuaciones diferenciales de primer orden pueden ser escritas en forma general como:

$$\begin{aligned}\dot{X}_1 &= f_1(X_1, X_2, \dots, X_n, t) \\ \dot{X}_2 &= f_2(X_1, X_2, \dots, X_n, t) \\ &\vdots \\ \dot{X}_n &= f_n(X_1, X_2, \dots, X_n, t) \quad [5.1]\end{aligned}$$

Donde  $\dot{X} = dx/dt$ . El método de Euler es el método explícito más sencillo para resolver ecuaciones diferenciales ordinarias, éste emplea una expansión por series de Taylor truncada después de la primera derivada, para este caso el  $\Delta t$  se selecciona lo suficientemente pequeño y se puede ahora expresar la ecuación [5.1] como:

$$\begin{aligned}
X_1^{j+1} &= X_1^j + (\Delta t) f_1(X_1^j, X_2^j, \dots, X_n^j, t) \\
X_2^{j+1} &= X_2^j + (\Delta t) f_2(X_1^j, X_2^j, \dots, X_n^j, t) \\
&\vdots \\
&\vdots \\
X_n^{j+1} &= X_n^j + (\Delta t) f_n(X_1^j, X_2^j, \dots, X_n^j, t) \quad [5.2]
\end{aligned}$$

Donde  $X_1^j, X_2^j, \dots, X_n^j$  son variables de estado al tiempo  $t = j\Delta t$ .

De la ecuación [5.2] se puede resolver el estado del sistema al tiempo  $t = (j + 1)\Delta t$  usando los valores conocidos al tiempo  $t = j\Delta t$ . Para que el sistema de ecuaciones se resuelva de manera estable,  $\Delta t$  no debe ser muy alto, pero si su valor es muy pequeño el tiempo de computación será muy largo. Chi & Didion [19] dedujeron que un paso espacial del orden de los milisegundos es adecuado para realizar este tipo de simulaciones.

El  $\Delta t$  utilizado para ésta simulación es de 10 milisegundos (0.01s), se seleccionó éste valor debido a que al simular con un  $\Delta t$  menor (0.005s) los resultados fueron prácticamente los mismos (difieren en menos de un 0.01%).

## 6. DATOS Y RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

La comparación del consumo energético se realizará para un periodo de 500 s (6 min y 20 s) de operación, partiendo desde la temperatura del recinto igual a la temperatura del ambiente exterior; además la carga (sin tomar en cuenta la transferencia de calor a través de las paredes del recinto, la cual es variable) será constante para cada simulación. A continuación se muestra el estudio realizado para observar la respuesta de la temperatura del recinto cuando se varían algunos de los parámetros del sistema.

### 6.1 Parámetros del sistema a simular

Los parámetros del sistema que se va a simular se muestran a continuación:

**Tabla 6. Parámetros de los volúmenes de control 5 y 6**

VC5, VC6		
Desplazamiento del Compresor [m <sup>3</sup> /rev]	V <sub>c</sub>	41.59e-6
Coefficiente volumétrico del Compresor	C <sub>v</sub>	0.9
Volumen de Tolerancia del Compresor [m <sup>3</sup> ]	V <sub>cl</sub>	1e-6
Exponente politrópico para la compresión	n	1.14
Número de pistones	N <sub>p</sub>	2
Eficiencia del Compresor	E <sub>fic</sub>	0.75
Área del orificio de la Válvula en [m <sup>2</sup> ]	A <sub>v</sub>	7.22e-7

**Tabla 7. Parámetros de los volúmenes de control 7 y 3**

VC7, VC3		
Área total de transferencia de calor [m <sup>2</sup> ]	A <sub>7</sub>	1.0
Coefficiente global de transferencia de calor en el periodo Off [W/m <sup>2</sup> K]	U <sub>7off</sub>	8.0
Masa de refrigerante [kg]	m <sub>7</sub>	0.150
Calidad promedio del refrigerante	x <sub>7</sub>	0.5
Rata de flujo másico de aire [kg/s]	mt <sub>a3</sub>	0.1
Masa de aire [kg]	m <sub>a3</sub>	0.03

\*En el condensador

**Tabla 8. Parámetros de los volúmenes de control 4 y 2**

VC4, VC2		
Área total de transferencia de calor [m <sup>2</sup> ]	A <sub>4</sub>	1.3
Coefficiente global de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]	U <sub>4</sub>	73.18
Coefficiente global de transferencia de calor en el periodo Off [W/m <sup>2</sup> K]	U <sub>4off</sub>	8.0
Masa de refrigerante [kg]	m <sub>4</sub>	0.165
Calidad promedio del refrigerante	x <sub>4</sub>	0.7
Rata de flujo másico de aire [kg/s]	mt <sub>a2</sub>	0.1
Masa de aire* [kg]	m <sub>a2</sub>	0.03

\*En el evaporador

**Tabla 9. Parámetros de los volúmenes de control 1,2 y 3**

VC1, VC2, VC3		
Área de transferencia de calor con el ambiente del Recinto [m <sup>2</sup> ]	A <sub>w</sub>	16.38
Volumen del Recinto [m <sup>3</sup> ]	V <sub>w</sub>	5.3
Coefficiente global de transferencia de calor para el Recinto [W/m <sup>2</sup> K]	U <sub>w</sub>	1.5
Carga del recinto (sin contar la transferencia de calor a través de las paredes) [W]	Q <sub>w</sub>	600
Densidad del aire [m <sup>3</sup> /kg]	rho <sub>a</sub>	1.2
Calor específico del aire a volumen constante [J/kg K]	C <sub>va</sub>	716
Calor específico del aire a presión constante [J/kg K]	C <sub>pa</sub>	1005

**Tabla 10. Condiciones Iniciales**

Condiciones Iniciales		
Temperatura del ambiente exterior [°C]	T <sub>e</sub>	25
Temperatura del recinto [°C]	T <sub>1</sub>	25
Temperatura de salida del aire del Evaporador en[°C]	T <sub>2</sub>	0.4
Temperatura de salida del aire del Condensador en[°C]	T <sub>3</sub>	38.4
Temperatura promedio del refrigerante en el Evaporador en[°C]	T <sub>4</sub>	-5
Temperatura promedio del refrigerante en el Condensador en[°C]	T <sub>7</sub>	35
Entalpía específica a la entrada de la válvula en [J/kg]	h <sub>b</sub>	296390
Entalpía específica a la entrada del Compresor en [J/kg]	h <sub>d</sub>	400890

**Tabla 11. Simulación**

Simulación		
Delta de tiempo [s]	$d_t$	0.01
Tiempo de finalizar [s]	$t_f$	500
Revoluciones del motor del compresor [rev/min]	$rpm_0$	1000
Nombre del Refrigerante*	Refrig	R134A
Temperatura crítica del refrigerante escogido en[°C]	$T_{cr}$	101

\*Según los fluidos refrigerantes del NIST-REFPROP disponibles

**Tabla 12. Control**

Control		
Temperatura de ajuste[°C]	$T_{set}$	10
Temperatura mínima posible de ajuste [°C]	$T_{mín}$	-20
Temperatura máxima posible de ajuste [°C]	$T_{máx}$	25
Sensibilidad de la Termocupla [V/°C]	$K_s$	40e-6
Ganancia del Amplificador	$K_a$	4000
Ganancia del Controlador	$K_c$	2
Corrección a la temperatura de ajuste [°C]	Corr	1.3
Temperatura del límite superior (on-off) [°C]	$T_h$	11
Temperatura del límite inferior (on-off) [°C]	$T_l$	9

Para obtener un buen ajuste de estos valores se debe hacer un análisis de estado estable de las ecuaciones que describen los modelos matemáticos, es decir, cuando la derivada temporal se hace cero; y suponiendo las condiciones de estado estable junto con algunos parámetros (como pueden ser  $m_4, m_7, x_4, x_7, \dots$ ), se determinan los parámetros restantes (por ejemplo  $U_4$  y  $A_v$ ). Los parámetros del control se ajustan una vez se hayan ajustado los de los componentes del sistema. *Corr* se clarifica al final del Anexo E.

## 6.2 Interfaz Gráfica de Usuario (GUI)

Los datos mencionados anteriormente vienen por defecto en la GUI de ingreso de datos, la cual se muestra en la Figura 16. Tanto la interfaz como el programa fueron realizados en MATLAB 7.5.0 (R2007b).

Figura 16. Pantalla principal con parámetros de entrada

**SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**  
Para Comparar el Consumo Energético según el esquema de Control

**VC5 y VC6**

Vc: 41.59e-6

Cv: 0.9

Vcl: 1e-6

n: 1.14

Np: 2

Efic: 0.75

Av: 7.22e-7

**VC7 y VC3**

A7: 1.0

U7off: 8.0

m7: 0.150

x7: 0.5

mta3: 0.1

ma3: 0.03

**VC4 y VC2**

A4: 1.3

U4: 73.18

U4off: 8.0

m4: 0.165

x4: 0.7

mta2: 0.1

ma2: 0.03

**VC1, VC2 y VC3**

Aw: 16.38

Vw: 5.3

Uw: 1.5

Q1: 600

rhoa: 1.2

Cva: 716

Cpa: 1005

**Condiciones Iniciales**

Te: 25

T1: 25

T2: 0.4

T3: 38.4

T4: -5

T7: 35

hb: 296390

hd: 400890

**Simulación**

dt: 0.01

tf: 500

rpm0: 1000

Refrig: R134A

Tcr: 101

Control: Power-law

**Control**

Tset: 10

Tmin: -20

Tmax: 25

Ks: 40e-6

Ka: 4000

Kc: 2

Corr: 1.3

Th: 11

Tl: 9

**CALCULAR**

**SALIR**

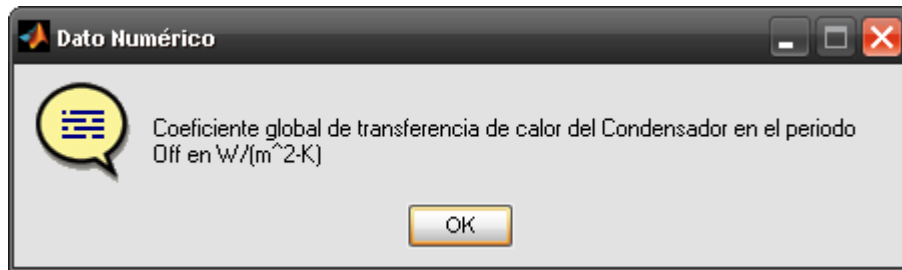
Por: Froilán A. Morales S.  
Leidy A. Vergara R.

Fuente: Autor

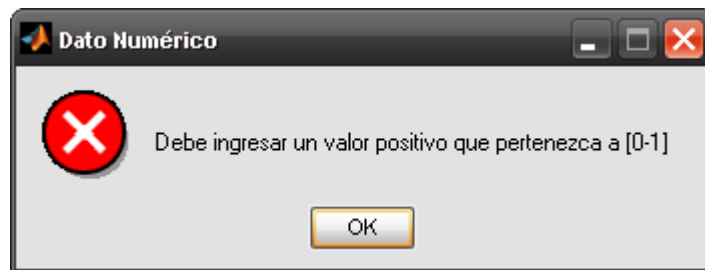
La pantalla principal consta de 7 bloques de datos así: cinco bloques para información acerca de los volúmenes de control (detallados en la imagen que trae la GUI), uno para las condiciones iniciales del sistema, otro para datos requeridos en el control y otro para parámetros de la simulación, del cual puede escogerse el esquema de control deseado, ya sea continuo (*power-law*), On-off o ningún control.

Cuando se ingrese un valor que no sea de tipo numérico se mostrará un mensaje de ayuda indicando la descripción del parámetro o propiedad y sus respectivas unidades (si las tiene). Por ejemplo, para  $U_{7off}$  aparecerá uno como el de la Figura 17a. Si el valor es numérico pero no pertenece al intervalo en el que debería estar, por ejemplo para la calidad, aparecerá un mensaje de error como el mostrado en la Figura 17b.

**Figura 17. Mensajes de Ayuda y Error**



(a) Mensaje de ayuda



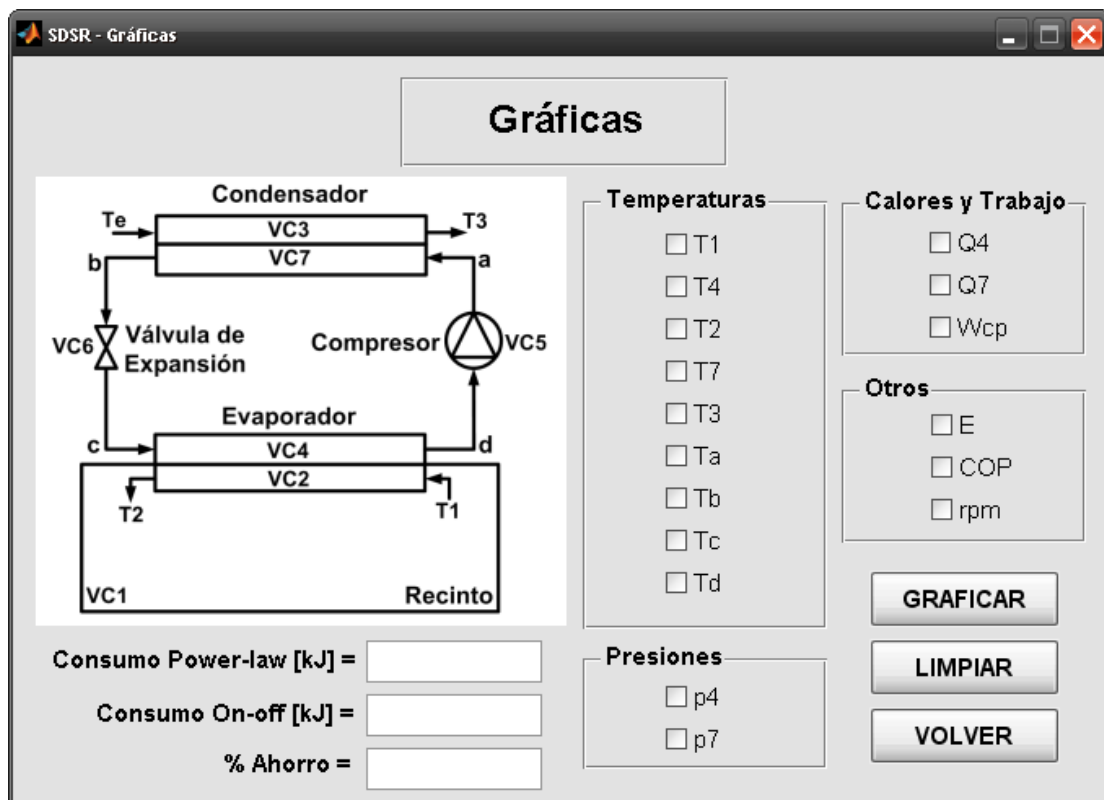
(b) Mensaje de Error

Fuente: Autor

Después de realizarse los cálculos en la simulación se abrirá automáticamente la ventana de Gráficas, SDSR – Gráficas, ver Figura 18. Esta ventana mostrará el Consumo del sistema de refrigeración, según el esquema de control que se haya seleccionado en la pantalla principal, además se podrán seleccionar propiedades como Temperatura (en °C) y Presión (en kPa) para graficar su comportamiento en el tiempo; lo mismo se podrá hacer para Calores y Trabajo (en W), y para la Energía (en kJ), COP y rpm.

**Nota:** las graficas se mostrarán por grupos de datos con las mismas unidades, es decir, que en una misma imagen habrán sólo temperaturas o sólo presiones, etc. En el grupo de *Otros*, como todos tienen unidades diferentes, sólo se permite graficar uno de ellos a la vez. En todas las gráficas la abscisa es el tiempo.

**Figura 18. Pantalla de Gráficas**



Fuente: Autor

Para facilitar la comparación del consumo energético y después de simular el mismo sistema bajo dos esquemas de control (on-off y power-law), se mostrará el porcentaje de ahorro y además, si se grafica la Energía (E en *Otros*) se podrán comparar los comportamientos de la misma. El porcentaje de ahorro se calcula así:

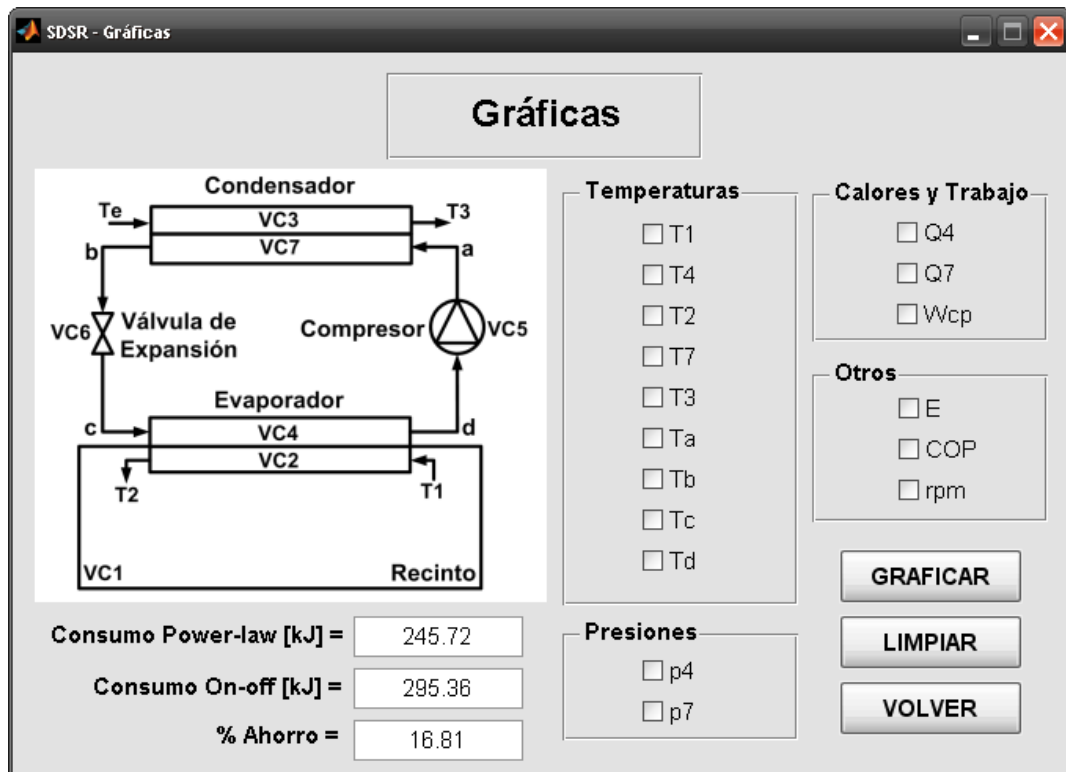
$$\% \text{ AHORRO} = \frac{\text{CONSUMO}_{\text{ON-OFF}} - \text{CONSUMO}_{\text{POWER-LAW}}}{\text{CONSUMO}_{\text{ON-OFF}}} * 100 \quad [6.1]$$

### 6.3 Resultados

#### Caso 1: base

Se corrió el programa para la simulación del comportamiento del sistema de refrigeración con los datos suministrados en el numeral 6.1, primero en control Power-law y posteriormente en On-off, y se obtuvo:

Figura 19. Resultados para el caso base



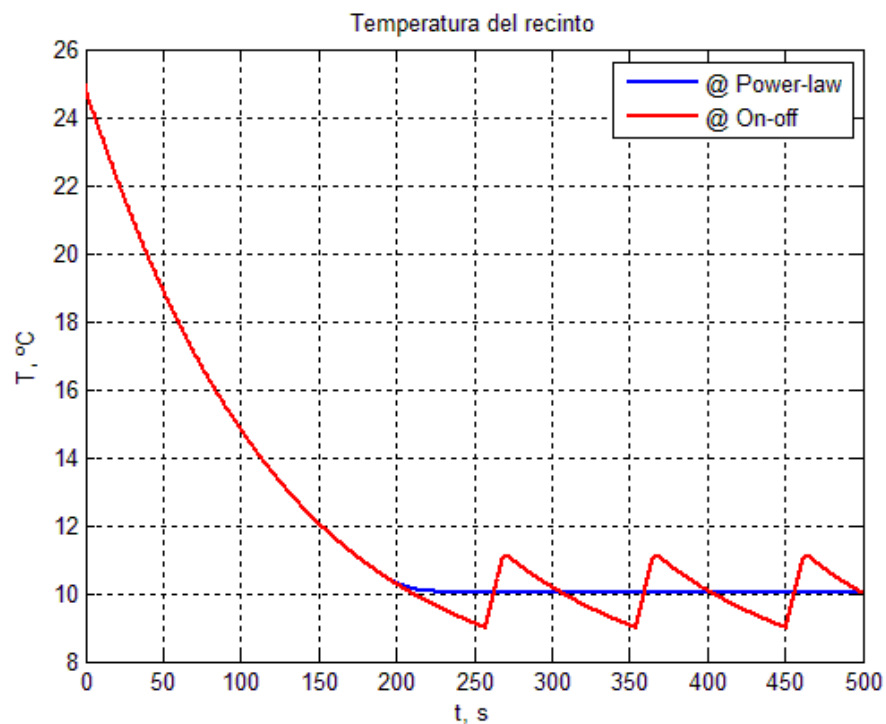
Fuente: Autor

Como se observa en la Figura 19, el porcentaje de ahorro al controlar con la estrategia Power-law respecto al tradicional On-off, para este caso (con las condiciones iniciales dadas, los parámetros y para este tiempo de simulación) es del 16.81%, lo cual supone un buen ahorro de energía.

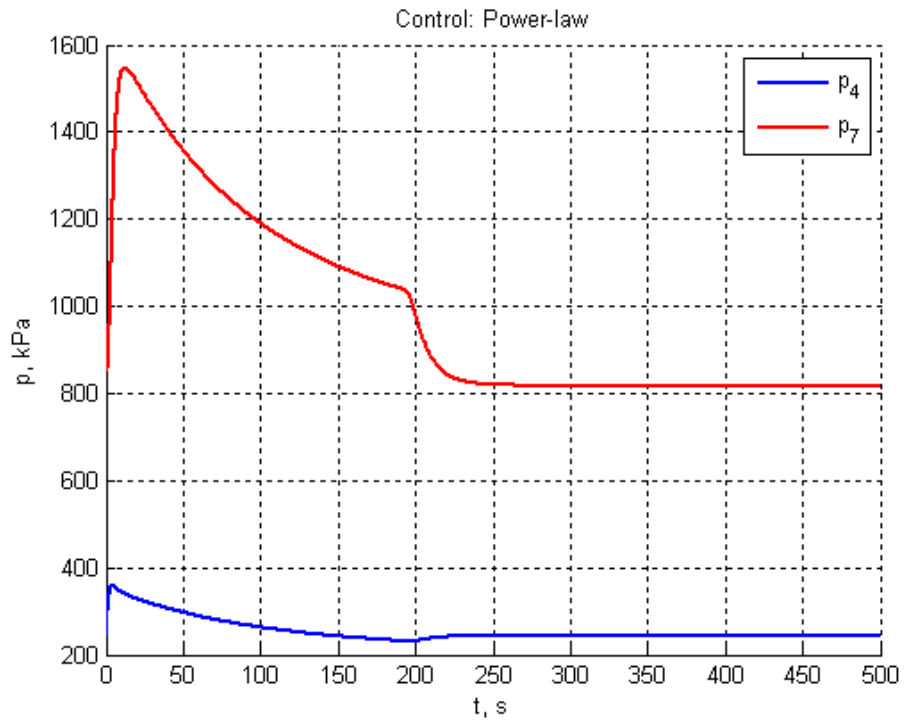
En la Figura 20, se muestra la respuesta de la temperatura del recinto según el esquema de control, se observa además que la operación del sistema es más suave para el control Power-law.

La Figura 21 muestra el comportamiento de las presiones en el condensador y evaporador durante la simulación. Como resultado de la reducción de la velocidad del compresor, debido a la acción de control, la diferencia entre las presiones de alta y baja se reduce. Por supuesto, el mismo efecto se refleja en las temperaturas de condensación y evaporación, ver Figura 22.

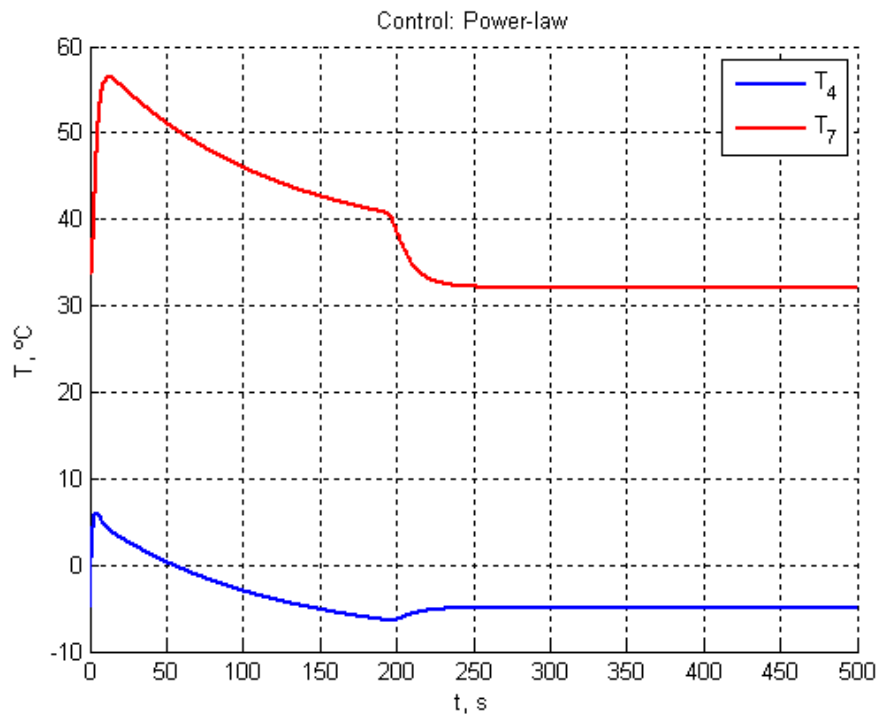
**Figura 20. Temperatura del Recinto**



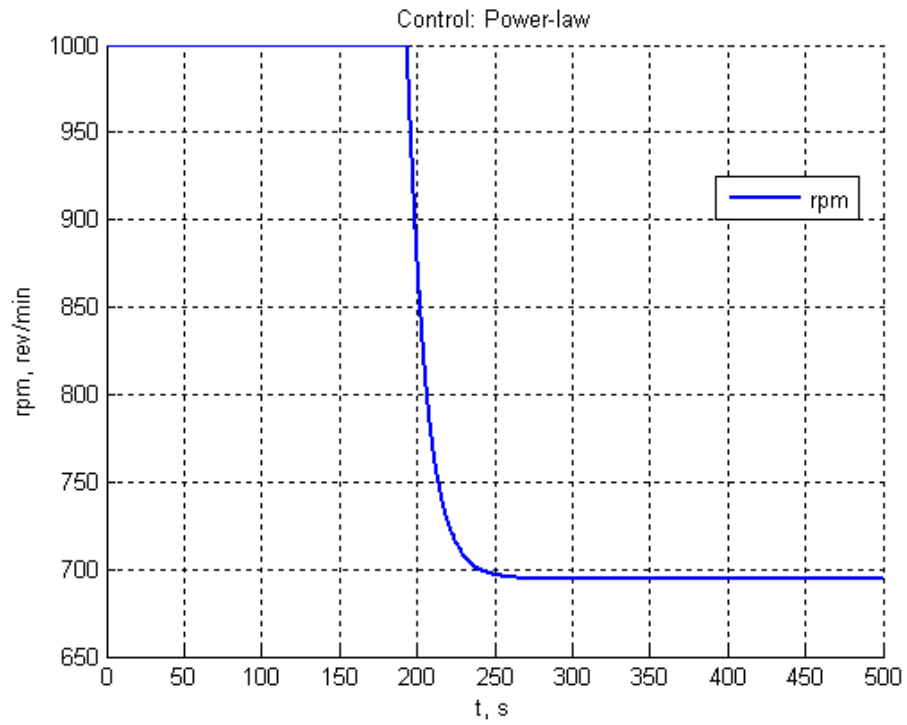
**Figura 21. Presiones de condensación y evaporación**



**Figura 22. Temperaturas de condensación y evaporación**



**Figura 23. Velocidad del compresor**



**Figura 24. Coeficiente de Operación ( $\dot{Q}_4/\dot{W}_c$ )**

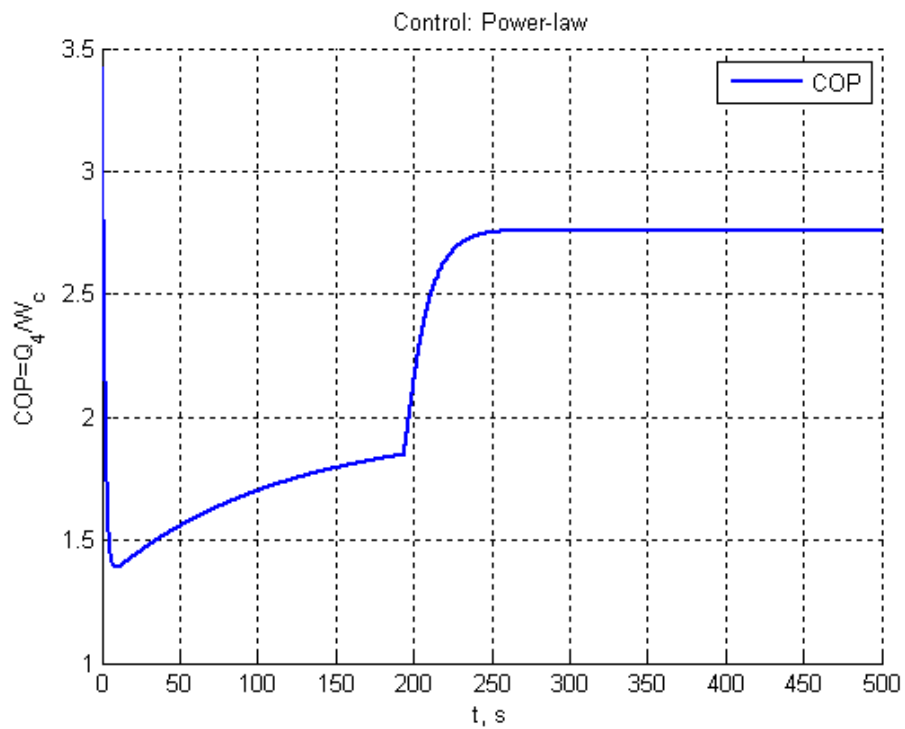


Figura 25. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ), Power-law

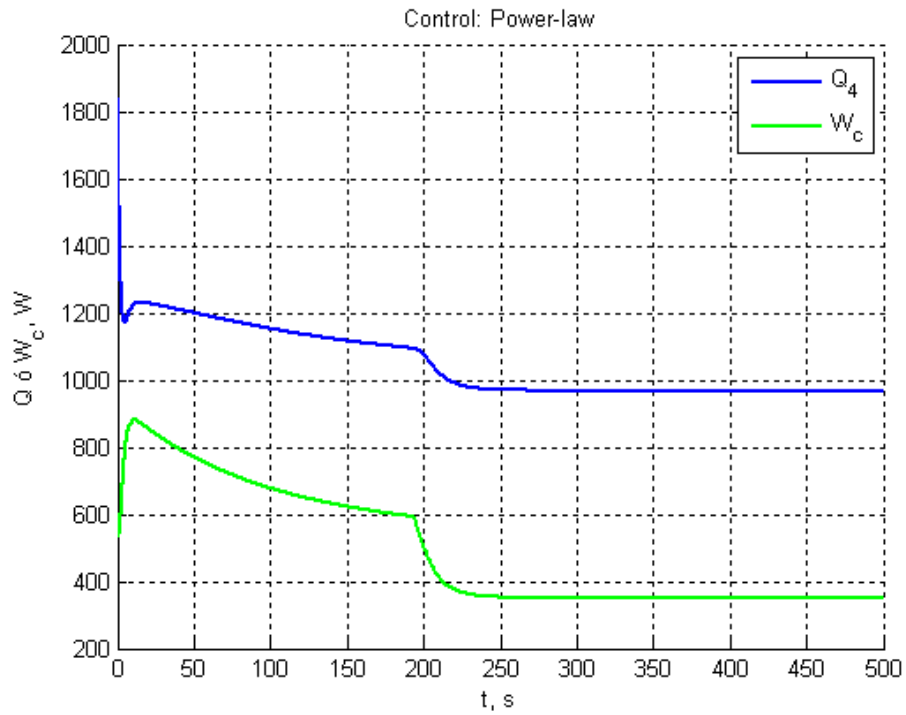
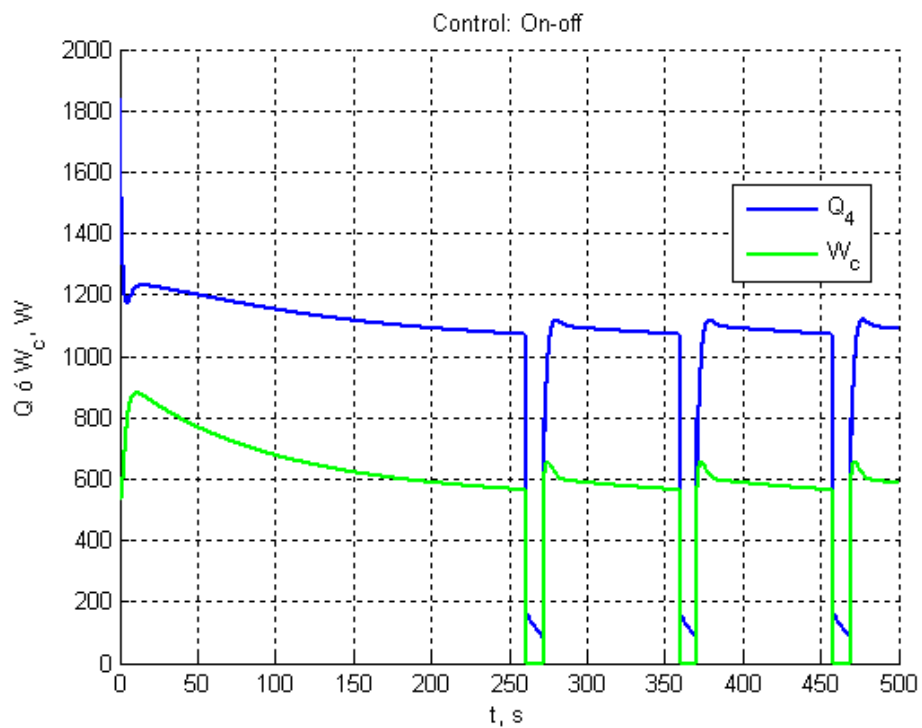
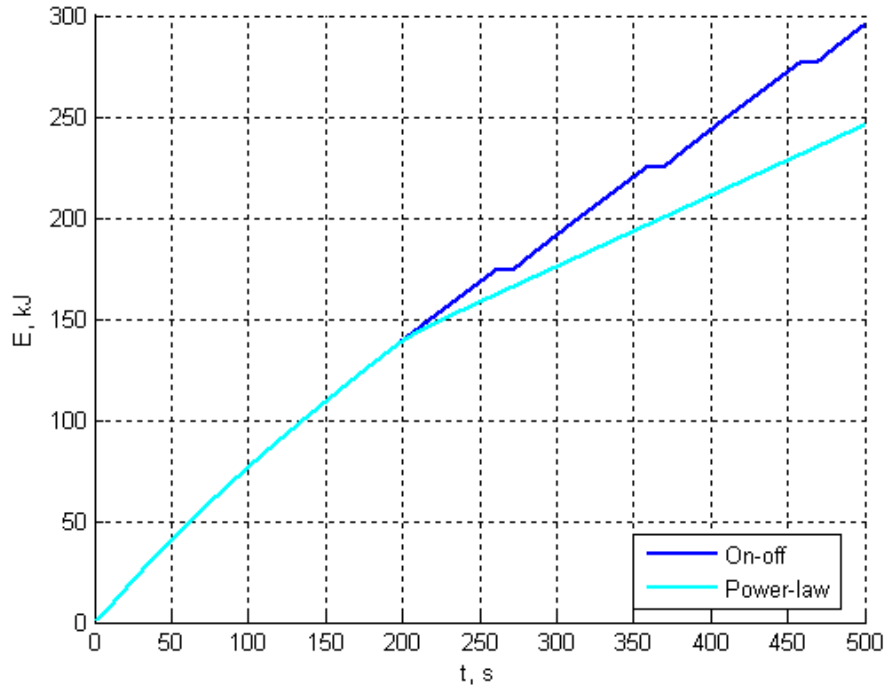


Figura 26. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ), On-off



**Figura 27. Comparación del consumo de energía**



La Figura 23 muestra la velocidad del compresor durante la simulación para el control Power-law. Inicialmente la velocidad se mantiene al máximo con el fin de alcanzar en un menor tiempo el estado de operación estable. Cuando la temperatura del recinto se acerca a la de ajuste, la acción de control reduce suavemente las rpm del compresor a un valor adecuado.

En la Figura 24, se observa el incremento del COP producto de la acción de control. Las Figuras 25 y 26 muestran el comportamiento de la Capacidad ( $CAP = \dot{Q}_4$ ) y del Trabajo del compresor para control continuo y control on-off respectivamente; del power-law se destaca que tanto la capacidad como el trabajo del compresor se ven reducidos tras la acción de control.

En la Figura 27 se muestra el consumo de energía en función del tiempo para ambos esquemas de control, operando en el mismo periodo de tiempo. Esta gráfica se obtuvo

integrando numéricamente, mediante la regla de los trapecios, el trabajo instantáneo del compresor, es decir:

$$E(t) = \int_0^t \dot{W}_{cp}(\tau) d\tau \quad [6.2]$$

Para observar la variación de la capacidad y consumo se corrió la simulación del sistema cambiando cada uno de los siguientes parámetros:

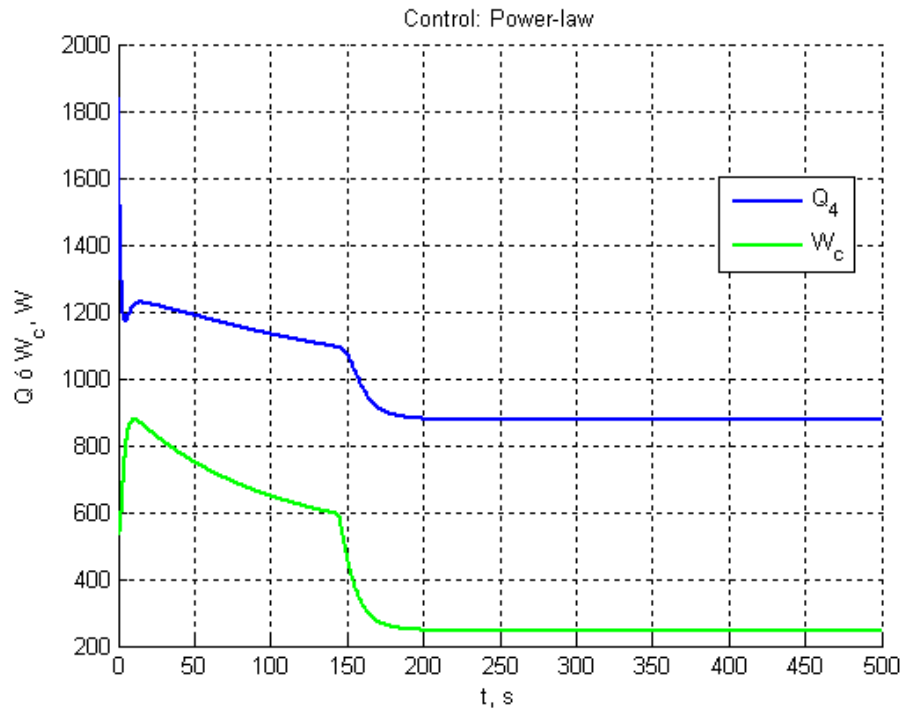
- Carga ( $\dot{Q}_1$ )
- Temperatura del ambiente exterior ( $T_e$ )
- Temperatura de ajuste para el recinto ( $T_{set}, T_h$  y  $T_l$ )

### ***Caso 2: Comparación de los consumos y capacidades variando la carga***

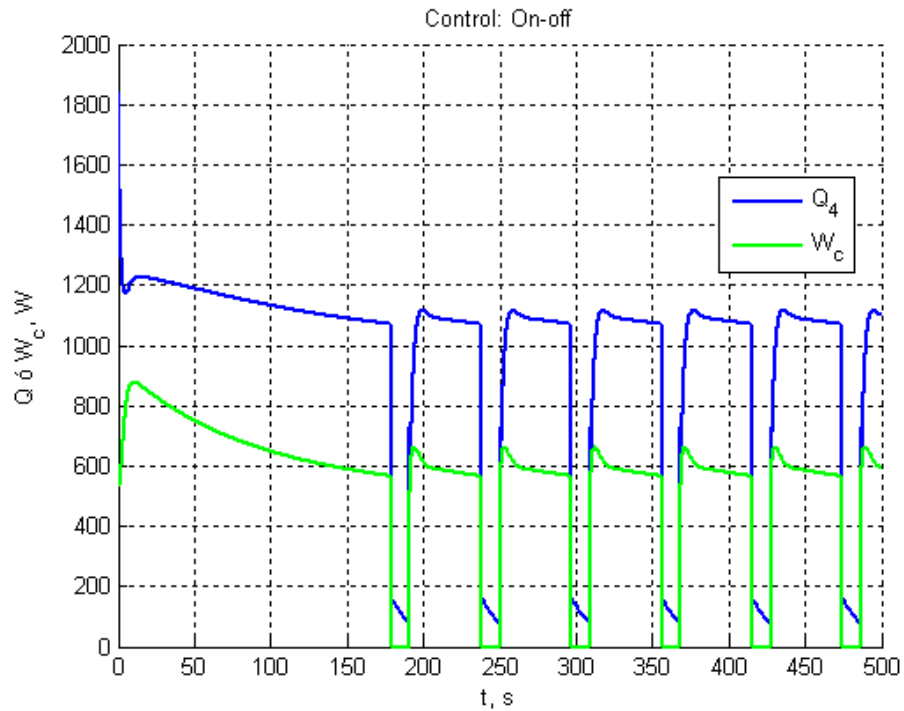
Se usan todos los parámetros del primer caso (numeral 6.1), excepto la carga que ahora tendrá un valor de  $\dot{Q}_1 = 500 [W]$  (antes  $600 [W]$ ). Con esta carga se observó que el porcentaje de ahorro, se incrementó significativamente, a 28.14%, lo que era de esperarse al reducir la carga manteniendo las mismas rpm iniciales del compresor ( $rpm_0 = 1000$ ), ver Figura 28.

En las Figuras 29 y 30 se observan los comportamientos de la capacidad y el trabajo del compresor con control power-law y on-off respectivamente; de la primera se nota que respecto al primer caso, ambos, capacidad y trabajo, se reducen.

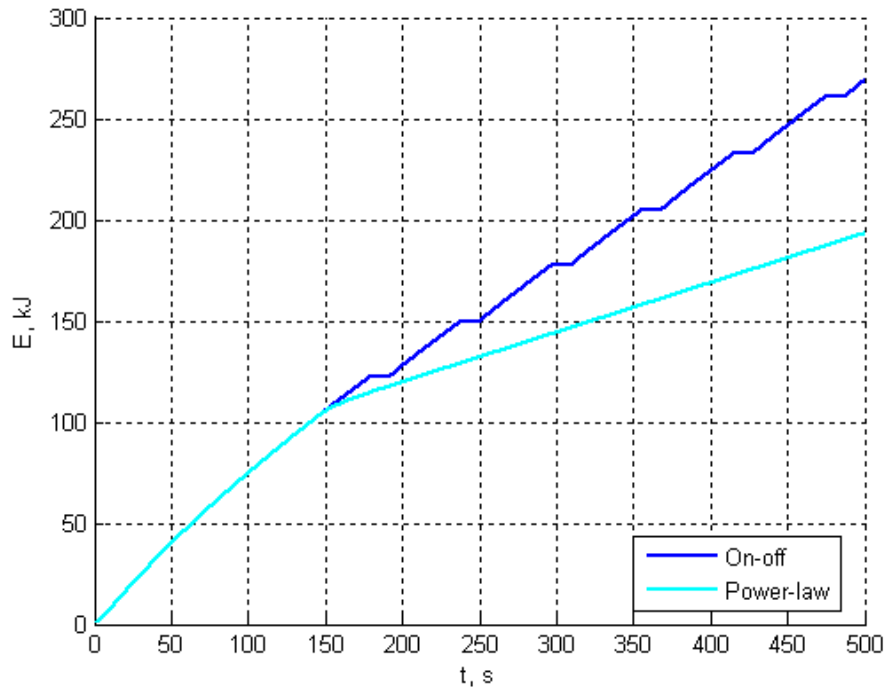
**Figura 28. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a carga reducida (500W), power-law**



**Figura 29. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a carga reducida (500W), on-off**



**Figura 30. Consumos a carga reducida (500W)**

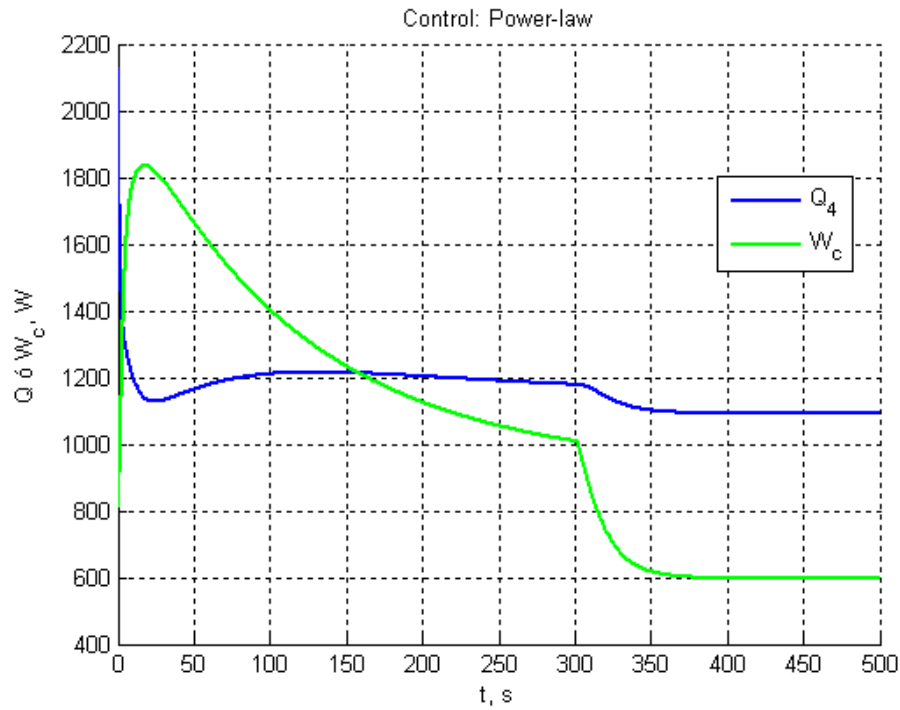


***Caso 3: Comparación de los consumos y capacidades variando la temperatura ambiente***

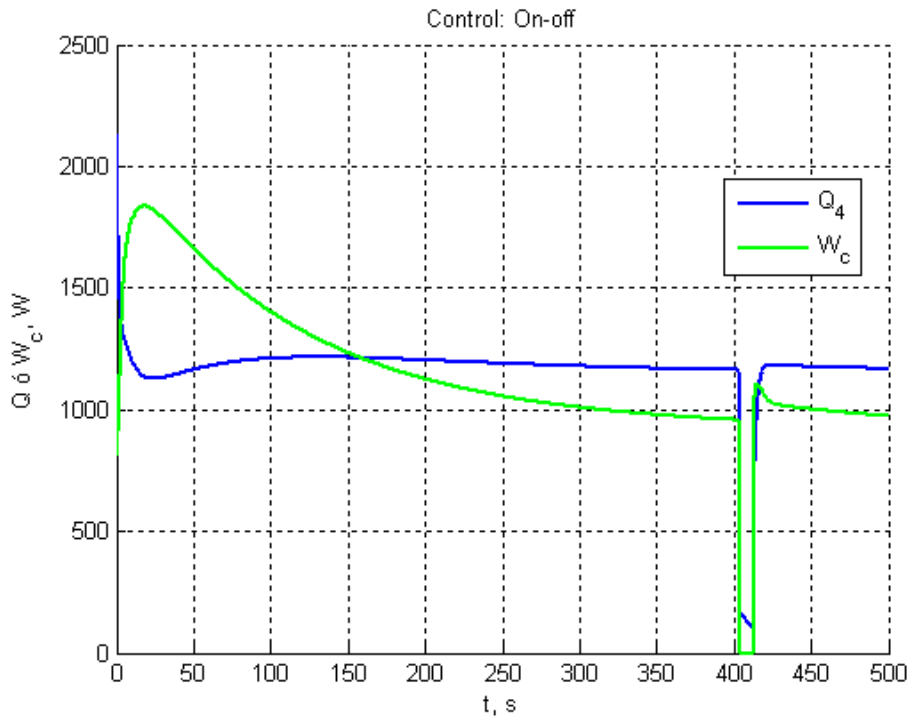
Se usan todos los parámetros del primer caso (numeral 6.1), excepto la temperatura ambiente que ahora es de  $T_e = 30^\circ C = T_{1i}$ , donde  $T_{1i}$  es la temperatura inicial del recinto (antes  $25^\circ C$ ) y  $rpm_0 = 1500$ .

En las Figuras 31 y 32 se observa el comportamiento de la capacidad y el trabajo del compresor para control power-law y on-off respectivamente; en las dos gráficas, ambos, capacidad y trabajo, aumentan respecto al primer caso debido al incremento de la Temperatura del ambiente. Con esta temperatura ambiente se observó que el porcentaje de ahorro, se redujo a 10.57%, ya que para enfriar el recinto ahora se requiere mayor tiempo y sólo se observa un ciclo off, ver la Figura 33.

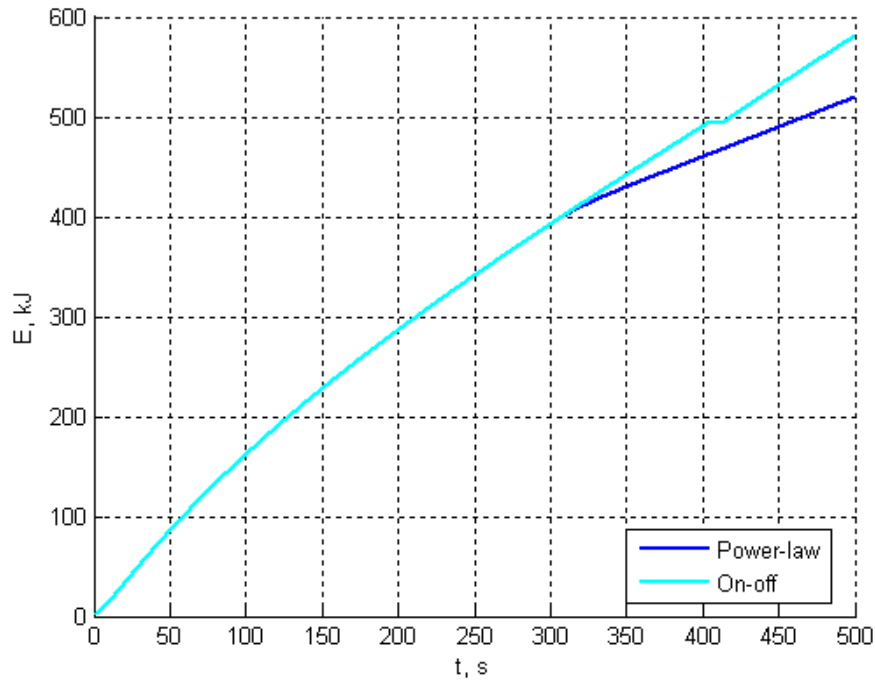
**Figura 31. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a mayor temperatura ambiente (30°C), power-law**



**Figura 32. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a mayor temperatura ambiente (30°C), on-off**



**Figura 33. Consumos a mayor temperatura ambiente (30°C)**

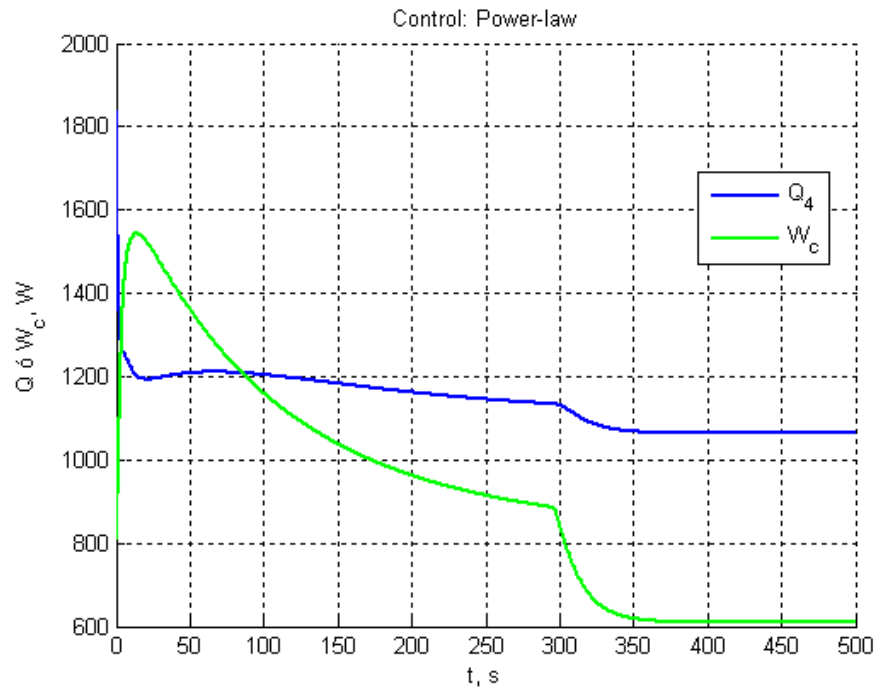


***Caso 4: Comparación de los consumos y capacidades variando la temperatura de ajuste para el recinto***

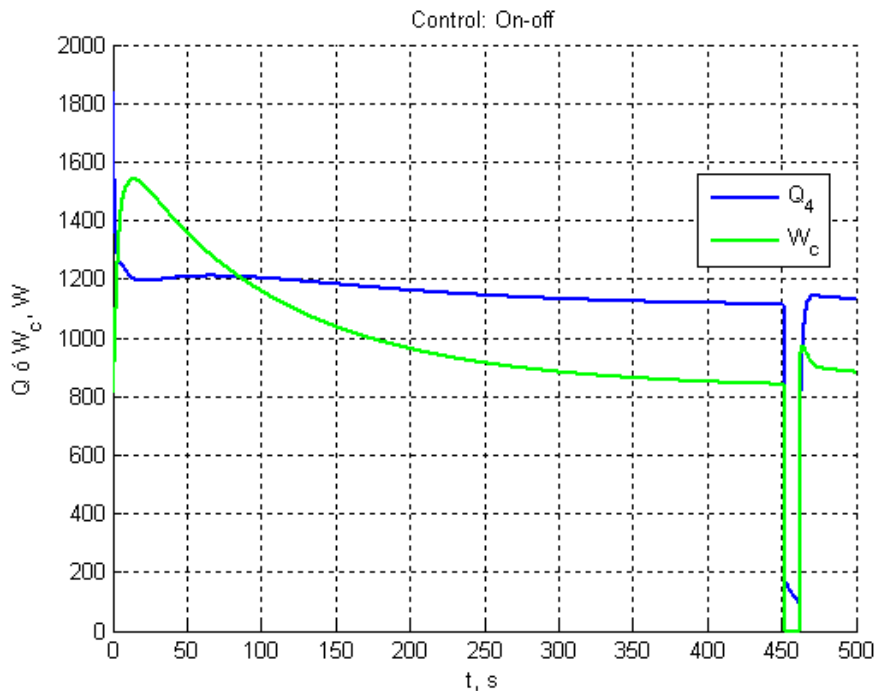
Como un caso adicional, para el cual se usan todos los parámetros del primer caso (numeral 6.1), excepto la temperatura de ajuste para el control continuo que ahora es  $T_{set} = 6^{\circ}C$  (antes  $10^{\circ}C$ ), para control on-off  $T_h = 7^{\circ}C$  y  $T_l = 5^{\circ}C$ . En ambos casos  $rpm_0 = 1500$ .

En las Figuras 34 y 35 se observa el comportamiento de la capacidad y el trabajo del compresor para power-law y on-off respectivamente. Para estas condiciones el porcentaje de ahorro es del 7.92%, ya que para enfriar el recinto ahora se requiere mayor tiempo (por llegar a una temperatura menor) y sólo se observa un ciclo off al simular. Ver Figura 36.

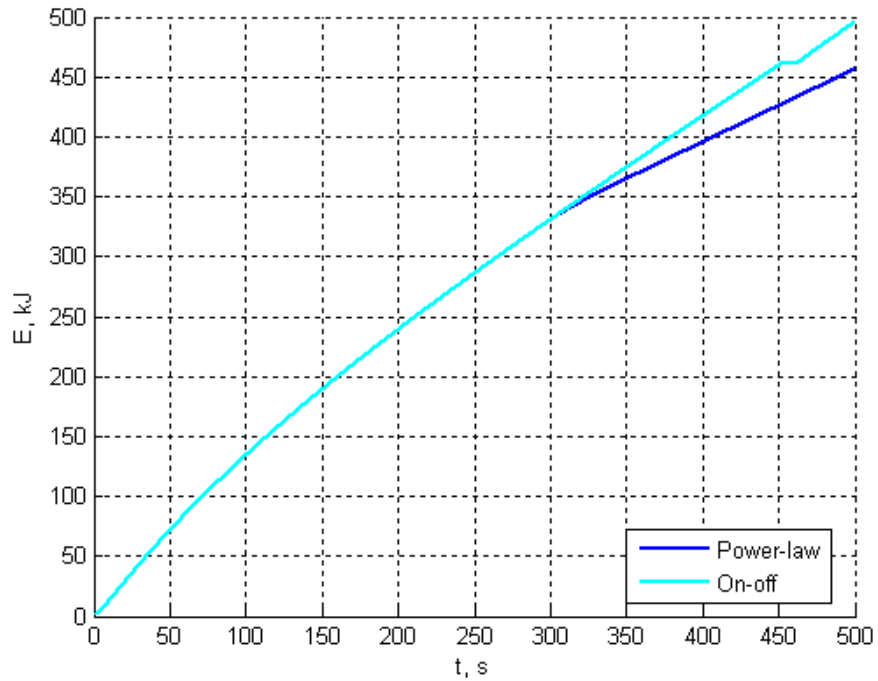
**Figura 34. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a menor temperatura de ajuste, power-law**



**Figura 35. Capacidad ( $\dot{Q}_4$ ) y Trabajo del Compresor ( $\dot{W}_c$ ) a menor temperatura de ajuste, on-off**



**Figura 36. Consumos a menor temperatura de ajuste**



**Nota:** En el anexo E, se muestra la influencia de la variación de otros parámetros en la evolución de la temperatura del recinto, los cuales permitieron una mejor selección de los parámetros para el sistema (numeral 6.1).

## CONCLUSIONES

La comparación entre los dos esquemas de control dio el resultado esperado, es decir, que se tiene un ahorro al aplicar una estrategia de control de lazo cerrado respecto al tradicional on-off, para un periodo de simulación especificado.

CASO	DESCRIPCIÓN	% AHORRO
1	Caso base <sup>1,2</sup>	16.8
2	Menor carga <sup>2</sup> , $\dot{Q}_1$	28.1
3	Mayor Temperatura ambiente <sup>2</sup> , $T_e$	10.6
4	Menor Temperatura de ajuste <sup>2</sup> (para $T_1$ )	7.9

<sup>1</sup> Ver numeral 6.1

<sup>2</sup> Ver numeral 6.3

Con los modelos matemáticos seleccionados para cada componente del sistema de refrigeración y con el método de solución para el sistema completo, se obtuvo que el comportamiento en el tiempo de las diferentes variables del sistema concuerdan los resultados obtenidos por J.V.C.Vargas & J.A.R. Parise [15].

La respuesta transitoria de las estrategias de control implementadas se estabiliza de acuerdo a lo esperado, así, para control continuo la temperatura del recinto permanece constante una vez logrado el equilibrio y para el control on-off ésta oscila entre los límites superior e inferior escogidos.

Para un compresor dado, se obtendrá un mayor ahorro energético con una carga inferior, ya que se tiene un menor tiempo de enfriamiento (en el que no hay acción de control para ambos esquemas) para el recinto; una vez se presentan las acciones de control, dicho tiempo conduce a un mayor número de ciclos on-off, los cuales se traducen en un consumo más alto respecto al control continuo, ver Figuras 27 y 30. Así mismo, el porcentaje de ahorro dependerá de sus rpm máximas; es decir, con las que se inicia el enfriamiento del recinto y se opera en los ciclos on (control on-off), debido a que en tales ocasiones el consumo es directamente proporcional a ellas.

Para efectos de la comparación de consumo energético y cálculo del porcentaje de ahorro, del control continuo respecto al on-off, se decidió no tomar en cuenta los tubos de interconexión entre componentes del sistema, ya que estos presentarían condiciones similares en ambos casos y por lo general sus longitudes son bastante menores que las de los Intercambiadores de calor para el tipo de sistema estudiado.

La estrategia de control continuo aplicada en este trabajo, es decir, la Power-law o de tipo exponencial, proporciona una acción de control suave de la velocidad del compresor siendo menos compleja que la estrategia de tipo PID. Cabe resaltar que los sistemas de refrigeración son bastante inerciales, pudiéndose por ello despreciar la acción derivativa, resultando un control de tipo PI que opera de forma similar al Power-law.

Se seleccionó el método de Euler con paso temporal fijo para la solución del sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, algebraicas y de estado que plantean los modelos matemáticos escogidos; debido a su sencillez comparándolo con otros

métodos como el de Runge-Kutta ó el de Adams-Bashforths, que si bien permiten el uso de pasos temporales mayores, implican mayor complejidad en su programación.

El programa y la interfaz gráfica de usuario fueron elaborados de forma que cada uno de los parámetros que definen los componentes y las condiciones iniciales del sistema puedan ser modificados, permitiendo así, el análisis de diversos casos. Además, la interfaz de resultados se diseñó de tal forma que facilitara la visualización gráfica del comportamiento de las diferentes variables y la comparación del consumo energético para ambos esquemas de control.

El uso de MATLAB como herramienta para la programación y realización de la interfaz gráfica de usuario, representó un beneficio para el desarrollo de este proyecto, debido a la cantidad de funciones matemáticas y gráficas que posee. Una de las desventajas que posee MATLAB es que los bucles (*loops*) son bastante lentos, por ello se prefiere en lo posible realizar las operaciones de manera vectorial, ya que estas últimas poseen casi la misma velocidad que se obtiene con C; a pesar de ello, el programa se realizó utilizando un bucle, debido principalmente a que el programa de cálculo de las propiedades no permite el uso de vectores.

La utilización del NIST<sup>8</sup>-REFPROP<sup>9</sup> v8.0 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) permitió un cálculo rápido y exacto de las propiedades del refrigerante seleccionado (R134A), gracias a su posibilidad de conexión con MATLAB.

---

<sup>8</sup> National Institute of Standards and Technology

<sup>9</sup> Disponible para compra en: <http://www.nist.gov/srd/nist23.htm>

El tiempo de cálculo de una simulación que requiere 50 mil iteraciones (500s con un paso temporal de 0.01s) fue de alrededor de 5min; lo cual es un tiempo aceptable dados los modelos escogidos, permitiendo realizar los análisis sin la necesidad de esperar largos periodos de tiempo.

Para obtener un mejor ajuste de los parámetros de cada uno de los componentes del sistema es conveniente realizar un análisis de la influencia de la variación de los mismos en la evolución de la temperatura del recinto. Por ejemplo, el análisis para el sistema aquí simulado se muestra en el Anexo E.

## RECOMENDACIONES

Para la implementación de modelos más elaborados o exhaustivos de los componentes del sistema de refrigeración, especialmente para condensador y evaporador, como lo puede ser el uso de un modelo dinámico por zonas o uno discreto, se recomienda que de ser abordados para proyecto de pregrado, cada uno se realice en un proyecto independiente. Posteriormente, en el mismo proyecto u otro se trate de hacer una validación experimental de los resultados, lo cual es más viable, ya que se trataría de un único elemento a simular.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en un cambio de fase al interior de un tubo, caso del condensador y evaporador, se investigó acerca de las correlaciones disponibles y para su cálculo se recomiendan las descritas en el anexo C; las cuales para el caso del condensador son tales que según sus autores brindan una buena aproximación de los valores reales.

En caso de plantearse la validación experimental de los modelos implementados en este trabajo, se recomienda la realización de un prototipo simplificado y, de ser posible, a escala reducida con el fin de determinar a través de mediciones directas los parámetros del sistema y comparar los resultados dinámicos con los que presente tal prototipo.

## **BIBLIOGRAFÍA** **(En orden de aparición)**

**[1] INCROPERA, Frank P. y De WITT, David.** Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall, 1999. 2p.

**[2] CENGEL, Yunus A. y BOLES, Michael A.** Termodinámica. Cuarta Edición. México: McGraw-Hill, 2003. 548 p.

**[3] A. R. Trott & T. Welch.** Refrigeration & Air-Conditioning. Tercera Edición. Butterworth-Heinemann, 2000. 214p.

**[4] HRAI** (Heating, Refrigeration and Air Conditioning Institute of Canada) The Challenge: Moving Away from HCFC Refrigerants [on line] Canadá. Disponible en Internet: <http://www.hrai.ca/hcfcphaseout/>

**[5] MARADEY, Juan Francisco.** Termodinámica Aplicada. Colombia: Ediciones Universidad Industrial de Santander, 2002. 151p.

**[6] A. R. Trott & T. Welch.** Refrigeration and Air-Conditioning. Cuarta Edición. Butterworth-Heinemann. 20p.

**[7] VALYCONTROL S.A. DE C.V.,** Manual Técnico Valycontrol. Válvulas de Termo Expansión [on line] México. Disponible en Internet: [http://www.valycontrol.com.mx/literatura\\_mt.htm](http://www.valycontrol.com.mx/literatura_mt.htm)

**[8] P. E. Krause & C. W. Bullard.** Cycling and Quasi-Steady Behavior of a Refrigerator. Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois. USA: Julio, 1994. 26p.

**[9] Hernández Mendoza, Oscar S.** Modelagem Estática e Dinâmica para otimizar a operação, detectar e diagnosticar falhas de sistemas de refrigeração, usando métodos convencionais em inteligência artificial. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2002.

**[10] MacArthur J. W.** Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. International Journal of Refrigeration. Vol. 7, No. 2, pp. 176, 1984.

**[11] Z.J. Chen & W.H. Lin.** Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 14 (6) 1991. 330p.

**[12] Yasuda, H. et al.** Simulation model of a vapour compression refrigeration system. ASHRAE Trans, 1983.

**[13] G.L. Ding, C.L. Zhang & Z.L. Lu.** Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application. Part I: Component models, Applied Thermal Engineering, 24 (10) 2004. 1513-1524p.

**[14] M.W. Browne & P.K. Bansal.** Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers. International Journal of Refrigeration 25 (2002) 597-610. 600p.

**[15] J.V.C.Vargas & J.A.R. Parise.** Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 235-243, 1995.

**[16] S. M. Sami & A. Dahmani.** Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 8/9, pp. 691-705, 1996.

**[17] X. Jia, C. P. Tso and P. K. Chia.** A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 336-342, 1995.

**[18] SU Xiu-ping, CHEN Jiang-ping, CHEN Zhi-jiu y ZHOU Xiao-tian.** Dynamic Simulation and Performance Investigation of No-frost Refrigerator: Part I Mathematical Model. *Journal of the Shanghai Jiaotong University (Sci.)*, 14(1): 40-44. 42p. 2009.

**[19] J. Chi & D. Didion.** A simulation model of the transient performance of a heat pump. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 3, pp. 176-184, Mayo de 1995.

## **ANEXOS**

**ANEXO A**  
**RECOPIACIÓN BIBLIOGRÁFICA**

**N. Agrawal, Souvik Bhattacharyya.** Homogeneous versus separated two phase flow models: Adiabatic capillary tube flow in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump. *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 1555–1562.

**C. Apreaa, R. Mastrullo, C. Renno.** Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 639–648.

**C. Aprea, C. Renno.** A numerical approach to a very fast thermal transient in a air cooling evaporator. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 219-228.

**P. K. Bansal and A. S. Rupasinghe.** An homogeneous model for adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, Nos 3~1, pp. 207 219, 1998.

**P.K Bansal, T. Wich, M.W Browne.** Optimisation of egg-crate type evaporators in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 751-770.

**S. Bendapudi, James E. Braun.** A review of literature on dynamic models of vapor compression equipment. *ASHRAE*, 2002-9.

**M.W. Browne, P.K. Bansal.** Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 597–610.

**R. Cabello a, J. Navarro a, E. Torrella.** Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1740–1752.

**CHEN Jiang-ping, CHEN Zhi-jiu, SU Xiu-ping, ZHOU Xiao-tian.** Dynamic Simulation and Performance Investigation of No-frost Refrigerator: Part I Mathematical Model. J. Shanghai Jiaotong Univ. (Sci.), 2009, 14(1): 40-44.

**Z.J. Chen & W.H. Lin.** Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 14 (6) 1991. 330p.

**J. Chi & D. Didion.** A simulation model of the transient performance of a heat pump. International Journal of Refrigeration, Vol. 5, No. 3, pp. 176-184, Mayo de 1995.

**Honghyun Cho, Yongchan Kima, Inkyu Jang.** Performance of a showcase refrigeration system with multi-evaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost. Energy 30 (2005) 1915–1930.

**J.M. Choi, Y.C. Kim.** Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. Energy 28 (2003) 141–155.

**Guoliang Ding, Chunlu Zhang, Zhili Lu.** Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application Part I: Component models. Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1513–1524.

**Guoliang Ding, Chunlu Zhang, Zhili Lu.** Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application Part II: System simulation and application. Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1525–1533.

**Long Fu, Guoliang Ding, Chunlu Zhang.** Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor. Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1629–1645.

**James G. Gebbie, Michael K. Jensen, Piotr A. Domanski.** Experimental transient performance of a heat pump equipped with a distillation column. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 499e505.

**Eric W. Grald, J. Ward MacArthur.** A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 3, September 1992.

**Xiang-Dong He, Sheng Liu, Haruhiko H. Asada.** Modeling of Vapor Compression Cycles for Multivariable Feedback Control of HVAC Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. Vol. 119, 1997.

**Christian J.L. Hermes, Cláudio Melo.** A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1341e1347.

**Christian J.L. Hermes, Cláudio Melo, Cezar O.R. Negrao.** A numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators. *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 335e347.

**Yasuyuki Ikegami, Visakha K. Nanayakkara, Minoru Nakashima and Haruo Uehara.** Refrigerator system modeling and validation. *IEEE Xplore, ISIE 2001*.

**J.M. Saiz Jabardo, W. Gonzales Mamani, M.R. Ianella.** Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1157–1172.

**X. Jia, C. P. Tso and P. K. Chia.** A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 5, pp. 336-342, 1995.

**Wei Jiang, Jamil Khan, Roger A. Dougal.** Dynamic centrifugal compressor model for system simulation. *Journal of Power Sources* 158 (2006) 1333–1343.

**John Judge and Reinhard Radermacher.** A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations. *Int J. Refrig.* Vol. 20, No. 4, pp. 244-255, 1997.

**Jameel-ur-Rehman Khan, Syed M. Zubair.** Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 235–243.

**R.N.N. Koury, L. Machado, K.A.R. Ismail.** Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 192-200.

**Zhao Lei, M. Zaheeruddin.** Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2258–2271.

**Jin-Long Lin, T.-J. Yeh.** Modeling, identification and control of air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 209e220.

**Zhiqiang Liu, Guangfa Tang, Fuyun Zhao.** Dynamic simulation of air-source heat pump during hot-gas defrost. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 675–685.

**R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella.** A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. *International Journal of Thermal Sciences* 47 (2008) 926–934.

**Giovanni A. Longo, Andrea Gasparella.** Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor. *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 681–689.

**MacArthur J. W.** Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 7, No. 2, pp. 176,1984.

**P. Mithraratne, N.E. Wijeyesundera.** An experimental and numerical study of hunting in thermostatic-expansion-valve-controlled evaporators. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 992–998.

**S. Morales-Ruiz, J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, O. García-Valladares.** Numerical analysis of two-phase flow in condensers and evaporators with special emphasis on single-phase/two-phase transition zones. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 1032–1042.

**Toke Rammer Nielsen, Jørgen Rose, Jesper Kragh.** Dynamic model of counter flow air to air heat exchanger for confort ventilation with condensation and frost formation. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 462–468.

**N. B. O. L. Pettit, M. Willatzen and L. Ploug-Sorensen.** A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 21, No. 5, pp. 398-403, 1998.

**N. B. O. L. Pettit, M. Willatzen and L. Ploug-Sorensen.** A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 21, No. 5, pp. 404-414, 1998.

**Bryan P. Rasmussen, Andrew G. Alleyne.** Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems. Transactions of the ASME. Vol. 126, March 2004.

**S. M. Sami & A. Dahmani.** Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22. Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 8/9, pp. 691-705, 1996.

**C.P. Tsoa, Y.C. Cheng, A.C.K. Lai.** Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part I. Distributed model. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 611–623.

**C.P. Tsoa, Y.C. Cheng, A.C.K. Lai.** Dynamic behavior of a direct expansion evaporator under frosting condition. Part II. Field investigation on a shipping container. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 624–631.

**J.V.C.Vargas & J.A.R. Parise.** Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 4, pp. 235-243, 1995.

**H. Wang and S. Touber.** Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler. Int. J. Refrig. Vol 14 March 1991.

**Shengwei Wang.** Dynamic Simulation of a Building Central Chilling System and Evaluation of EMCS On-Line Control Strategies. Building and Environment, Vol. 33, No. 1, pp. 1-20, 1998.

**F.Q. Wang, G.G. Maidment, J.F. Missenden, R.M. Tozer.** A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 887e903.

**ANEXO B**  
**DEDUCCIÓN DE ALGUNAS ECUACIONES**

**Ecuaciones [4.3] - [4.6]**

Para la *descarga*:

$$dU = \delta Q - \delta W - m_e h_e$$

$$dm = m_2 - m_1 = -m_e$$

$$dU = \delta Q - pdV + h_e dm$$

Se tiene que:

$$dU = m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_2 u_2 - (m_2 - dm) u_1$$

$$h_e = u_1 + pv_1$$

Luego:

$$m_2 u_2 - (m_2 - dm) u_1 = \delta Q - pdV + (u_1 + pv_1) dm$$

Reordenando y simplificando se tiene:

$$m_2 du = \delta Q - pdV + pv_1 dm$$

Esta es la ecuación [4.4] pero con los subíndices 1 y 2 indicando inicial y final. El subíndice *e* para indicar salida (*exit*).

Para las fases de *compresión* y *expansión* se tiene la misma ecuación, la cual se demuestra a continuación:

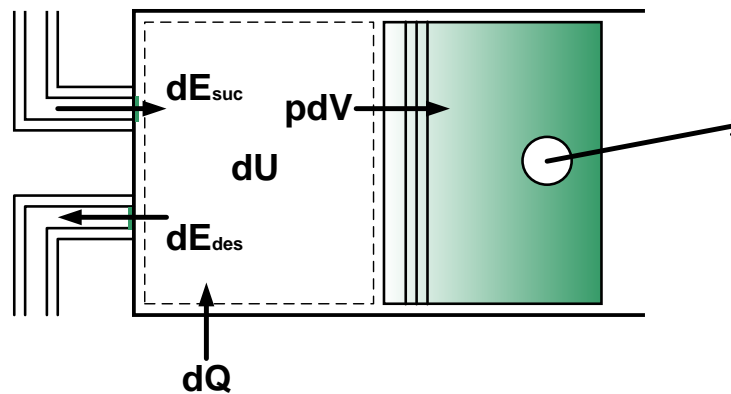
Para un sistema cerrado se tiene,

$$dU = \delta Q - \delta W$$

$$mdu = \delta Q - pdV$$

Las anteriores son las ecuaciones [4.3] y [4.5].

### Figura B.1. Balance de Energía del compresor



Fuente: Autor.

Basado en el modelo de simulación de un sistema de refrigeración Chen & Lin<sup>10</sup> (1991)

Para la *succión* se tiene:

$$dU = \delta Q - pdV + m_i h_i$$

$$dm = m_2 - m_1 = m_i$$

$$dU = m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_2 u_2 - (m_2 - dm) u_1$$

<sup>10</sup> Z.J. Chen y W.H. Lin. Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 14 (6) 1991.

Simplificando y reordenado se llega a:

$$m_2 du = \delta Q - p dV + (h_i - u_1) dm$$

La anterior es la ecuación [4.6]. El subíndice  $i$  indica entrada (*input*).

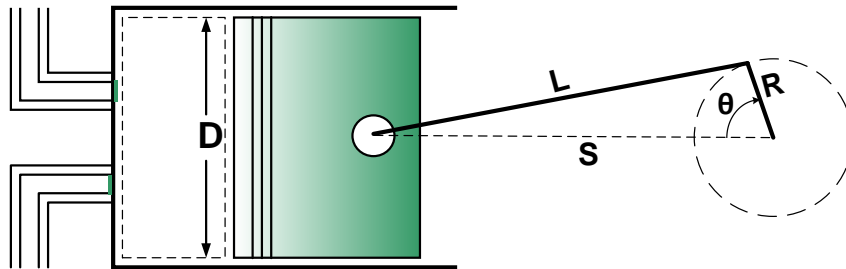
En todas estas ecuaciones se toma  $p = p_1$ .

### Ecuación [4.7]

Teniendo en cuenta las dimensiones geométricas y parámetros definidos en la figura inferior se tiene:

$$S = R \cos \theta + \sqrt{L^2 - (R \sin \theta)^2}$$

**Figura B.2. Mecanismo del Pistón**



Fuente: Autor

Definiendo  $\lambda = R/L$  se llega a:

$$S = L \left[ \lambda \cos \theta + \sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2} \right]$$

El volumen para cualquier ángulo es:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} (L + R - S)$$

Donde  $V_c$  es el volumen mínimo o muerto.

$$\frac{dS}{dt} = L \left[ \lambda(-\sin \theta) + \frac{-\lambda^2(2 \sin \theta \cos \theta)}{2\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}} \right] \frac{d\theta}{dt}$$

Sea  $d\theta/dt = \omega$ , luego:

$$\frac{dS}{dt} = -L\lambda \sin \theta \left[ 1 + \frac{\lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}} \right] \omega$$

Observando la ecuación para el volumen se deduce:

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{\pi D^2}{4} \frac{dS}{dt}$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \omega L \lambda \sin \theta \left[ 1 + \frac{\lambda \cos \theta}{\sqrt{1 - (\lambda \sin \theta)^2}} \right]$$

Que es la ecuación [4.7]. Esta demostración se basó en la realizada por Heywood<sup>11</sup>.

### **Ecuación [4.9]**

Aplicando Bernoulli y continuidad se tiene:

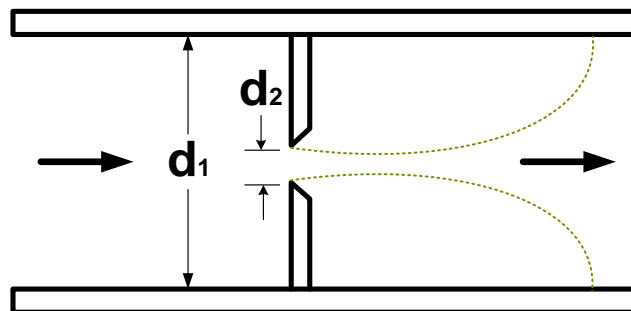
$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A_1} \right)^2$$

---

<sup>11</sup> Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw Hill: 1988. 42p.

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} = A_2 \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

**Figura B.3. Flujo incompresible a través de un orificio**



Fuente: Autor.

Basado en el *Orifice Plate* de wikipedia.

Definiendo:

$$\beta = \frac{d_2}{d_1}$$

E introduciendo  $C_d$  adimensional y:

$$C = C_d / \sqrt{1 - \beta^4}$$

Se obtiene para el caudal:

$$Q = CA_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Sabiendo que  $\dot{m} = \rho Q$ , se llega a la ecuación [4.9] para el flujo másico:

$$\dot{m} = CA_2\sqrt{2\rho\Delta p}$$

### Ecuación [4.11]

El proceso de compresión se considera de tipo politrópico, para el cual se toma:

$$pv^\psi = C_1 \rightarrow v = C_2 p^{-\frac{1}{\psi}}$$

El trabajo ideal de compresión se calcula según<sup>12</sup>:

$$w_{id} = \int_s^d v dp = C_2 \int_s^d p^{-\frac{1}{\psi}} dp = C_2 \frac{\psi}{\psi-1} p^{\frac{\psi-1}{\psi}} \Big|_s^d$$

Sea  $C_2 = p_s^{\frac{1}{\psi}} v_s$  se obtiene:

$$w_{id} = p_s^{\frac{1}{\psi}} v_s \frac{\psi}{\psi-1} \left( p_d^{\frac{\psi-1}{\psi}} - p_s^{\frac{\psi-1}{\psi}} \right)$$

Multiplicando y dividiendo por  $p_s^{\frac{\psi-1}{\psi}}$  y simplificando, se llega a:

$$w_{id} = \frac{\dot{w}}{\dot{m}} = p_s v_s \frac{\psi}{\psi-1} \left[ \left( \frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\psi-1}{\psi}} - 1 \right]$$

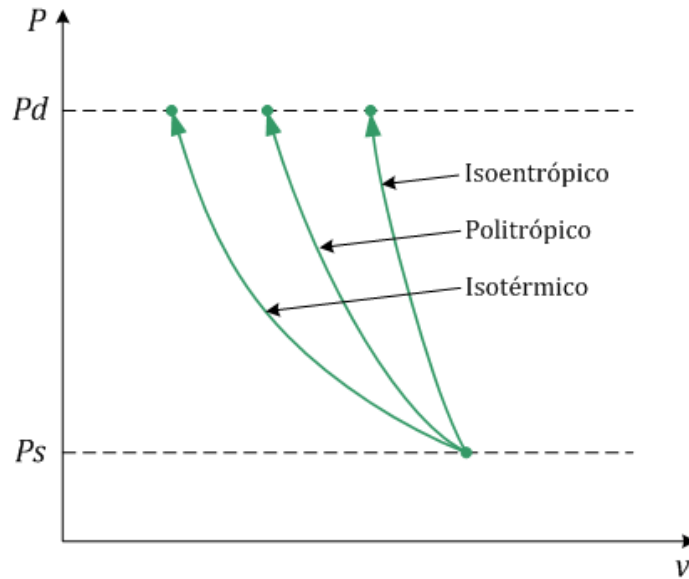
Sustituyendo la ecuación [4.10] y sabiendo que  $w = w_{id}/\eta_t$  se consigue la ecuación [4.11].

---

<sup>12</sup> Refrigeration and Air Conditioning, Indian Institute of Technology Kharagpur (IIT-KGP), Version 1 ME, lección 18. Disponible en: <http://www.onlinefreebooks.net/>

En la figura B.4 se muestran los procesos de compresión isoentrópico, politrópico e isotérmico entre los mismos límites de presión. Para el proceso isoentrópico  $\psi = k = c_p/c_v$ , en el proceso politrópico  $1 < \psi < k$  y para el proceso isotérmico  $\psi = 1$ .

**Figura B.4 Procesos de Compresión**



Fuente: Autor.

Basado en la Figura 6.45 de la *Termodinámica de Cengel, Y. A. & Boles, M. A. 4<sup>ta</sup> Ed.*

**Ecuación [4.17]**

La ecuación de Darcy-Weisbach<sup>13</sup> es válida para flujo en ductos de cualquier sección transversal y para régimen laminar y turbulento.

$$h_f = \frac{\Delta p}{\rho g} = f' \frac{L}{d} \frac{u^2}{2g}$$

En esta ecuación  $f'$  es el factor de fricción de Darcy.

<sup>13</sup> F. M. White. Fluid Mechanics. 4th Edition. Mc Graw Hill. 340p.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{1}{d} f' \frac{1}{2} \rho u^2$$

En esta ecuación si se hace  $d = D_i$ , y  $\Delta p/L = f$ , se obtiene la ecuación [4.17].

Para el cálculo del factor de fricción se debe tener en cuenta el régimen y aplicar la correlación adecuada, como la de Colebrook para flujo turbulento desarrollado, por citar un ejemplo; éstas se encuentran en libros de mecánica de fluidos.

**DEDUCCIÓN DE LAS ECUACIONES DE LOS VOLÚMENES DE CONTROL DEL  
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

**Ecuación [4.22]**

De acuerdo a la Figura B.5, para el VC2 (lado aire del evaporador):

$$\frac{dU_{VC2}}{dt} = \dot{m}_{aire2} \Delta h_{12} - \dot{Q}_4$$

haciendo,

$$\Delta h_{12} = c_{p,aire} (T_1 - T_2)$$

$$dU_{VC2} = m_{a2} c_{v,aire} dT_{VC2}$$

despejando:

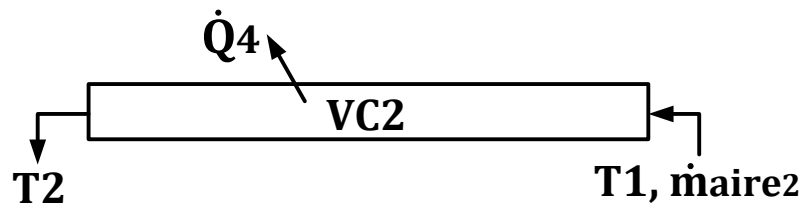
$$\frac{dT_{VC2}}{dt} = [-\dot{Q}_4 + \dot{m}_{aire2} c_{p,aire} (T_1 - T_2)] \frac{1}{m_{a2} c_{v,aire}}$$

Y de la ecuación [4.21],

$$T_2 = 2T_{VC2} - T_1$$

Derivando respecto al tiempo y sustituyendo  $\frac{dT_{vc2}}{dt}$  se obtiene la ecuación [4.22]

**Figura B.5 VC2**



Fuente: Autor

### Ecuación [4.23]

Para el VC4 (lado refrigerante del evaporador), Figura B.6 y de acuerdo a MacArthur J. W. [10] se puede asumir:

$$\frac{du}{dt} \approx \frac{dh}{dt}$$

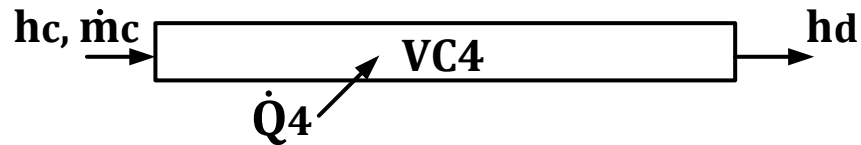
$$\frac{dH_4}{dt} = \dot{Q}_4 + \dot{m}_c(h_d - h_c)$$

Y con:

$$H_4 = m_4 h_4$$

Se obtiene la ecuación [4.23]

Figura B.6 VC4



Fuente: Autor

### Ecuación [4.30]

Para el VC3 (lado aire del condensador), ver Figura B.7, la  $T_e$  (temperatura del ambiente exterior) se asume constante, luego se tiene que:

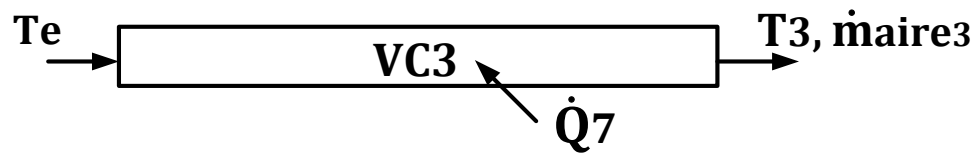
$$\frac{dU_3}{dt} = \dot{Q}_7 + \dot{m}_{aire\ 3} c_{p,aire} (T_e - T_3)$$

Y reemplazando

$$dU_3 = m_{a3} c_{v,aire} dT_3$$

En la primera ecuación, se obtiene la ecuación [4.30]

Figura B.7 VC3



Fuente: Autor

**Ecuación [4.31]**

En el VC7 (lado refrigerante del condensador), Figura B.8, y con las mismas asunciones que se hicieron para VC4:

$$\frac{dH_7}{dt} = \dot{m}_a(h_a - h_b) - \dot{Q}_7$$

Al sustituir:

$$H_7 = m_7 h_7$$

en la primera ecuación, obtiene la ecuación [4.31]

Figura B.8 VC7



Fuente: Autor

**Ecuación [4.40]**

Con la ayuda de la Figura B.9, se tiene para el VC1 (recinto):

$$\frac{dU_1}{dt} = [\dot{Q}_w + \dot{Q}_1 + \dot{m}_{aire2} c_{p,aire} (T_2 - T_1)]$$

Sustituyendo con

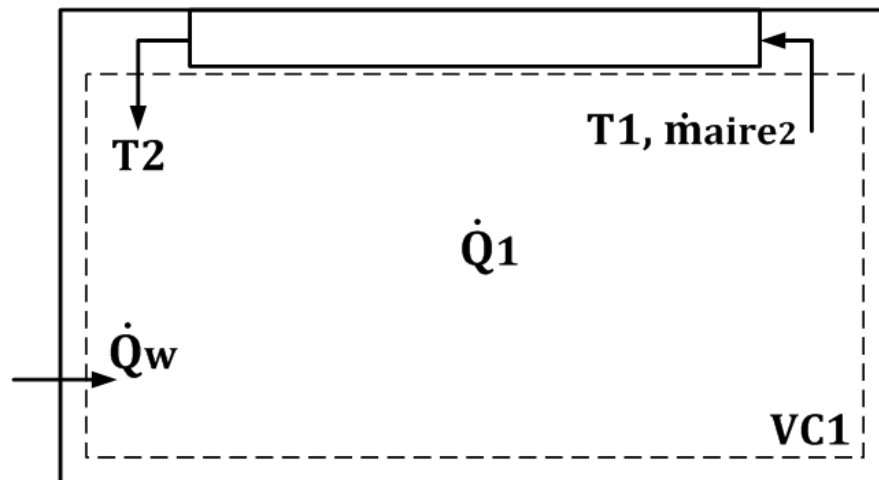
$$dU_1 = m_1 c_{v,aire} dT_1$$

y,

$$\dot{Q}_w = U_w A_w (T_e - T_1)$$

Se obtiene la ecuación [4.40]

**Figura B.9 VC1 (recinto)**



Fuente: Autor

**ANEXO C**  
**CORRELACIONES PARA LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y LA**  
**PÉRDIDA DE PRESIÓN**

**COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR INTERIOR AL TUBO**

**EVAPORADOR**

***Entre el refrigerante y las paredes del tubo para la región de flujo bifásico***

La transferencia de calor en la región de flujo bifásico es muy complicada. Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor es obtenido con una combinación de teorías y experimentos. En la literatura pueden encontrarse muchas correlaciones las cuales son, sin embargo, clasificadas en dos grupos principales: (1) usando el parámetro de Lockhart-Martinelli; y (2) usando el número de ebullición (*boiling number*). El primer grupo de correlaciones entrega coeficientes de transferencia de calor locales, mientras el segundo coeficientes promedio. Para este modelo es usado el coeficiente de transferencia de calor local.

Correlación que usa el parámetro de Lockhart-Martinelli:

$$\alpha = \begin{cases} \alpha_{tp}(x) & (\text{región de pared húmeda: } 0.0 < x \leq x_d) \\ \alpha_{tp}(x_d) - \left(\frac{x - x_d}{1 - x_d}\right)^2 [\alpha_{tp}(x_d) - \alpha_s] & (\text{región seca: } x > x_d) \end{cases}$$

Donde

$$\alpha_{tp}(x) = C \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^n \alpha_l$$

La calidad del vapor seco (*dryout*)  $x_d$  es calculada así:

$$x_d = 7.943[Re_v(2.03E4Re_v^{-0.8}\Delta T - 1)]^{-0.161}$$

Con  $Re_v = \frac{G_v d}{\mu_v}$  como el número de Reynolds para la rata de flujo másico total considerada como de sólo vapor y  $\Delta T = T_w - T_e$ ;  $\alpha_l$  es un coeficiente de transferencia de calor monofásico calculado para las mismas condiciones de flujo y refrigerante pero asumiendo todo el refrigerante como líquido:

$$\alpha_l = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \left(\frac{G_l d}{\mu_l}\right)^{0.8} Pr_l^{0.3}$$

El parámetro de Lockhart-Martinelli se expresa como:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}$$

$\alpha_s$  es el coeficiente de transferencia de calor en la región sobrecalentada (se aproxima como vapor saturado).  $C$  y  $n$  son constantes dependiendo de las condiciones de operación. En tubos horizontales con refrigerantes usados comúnmente  $C = 3.4$  y  $n = 0.45$ . Sin embargo se deben realizar experimentos para verificar estas constantes<sup>14</sup>.

Cuando la rata de flujo másico es muy baja o nula se usa una correlación para ebullición nucleada. La correlación más usada para la rata de transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada es la de Rohsenow, la cual se expresa así:

$$\dot{q}_n = \alpha_n(T_w - T_{sat}) = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{C_{pl}(T_w - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3$$

---

<sup>14</sup> H. Wang and S. Touber. Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler. Int. J. Refrig. Vol 14 March, 1991.

Donde:

$\dot{q}_n$  = Flujo de calor de la ebullición nucleada [W/m<sup>2</sup>]

$\mu_l$  = Viscosidad del líquido [kg/(m\*s)]

$h_{fg}$  = Calor latente de vaporización [J/kg]

$g$  = Aceleración gravitacional [m/s<sup>2</sup>]

$\rho_l$  = Densidad del líquido [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_v$  = Densidad del vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma$  = Tensión superficial de la interfaz líquido-vapor [N/m]

$C_{pl}$  = Calor específico del líquido [J/(kg\*K)]

$T_w$  = Temperatura de la pared [K]

$T_{sat}$  = Temperatura de saturación del refrigerante [K]

$C_{sf}$  = Constante experimental que depende del acabado superficial y del fluido

$Pr_l$  = Numero de Prandtl del líquido

$n$  = Constante experimental que depende del fluido

El valor de  $n$  es 1 para el agua y 1.7 para otros fluidos. Cuando se desconoce el valor de  $C_{sf}$  se recomienda un valor de 0.013.<sup>15</sup>

### ***Entre el refrigerante y las paredes del tubo para la región de flujo monofásico***

La ecuación comúnmente usada para los coeficientes de transferencia de calor en flujo monofásico es la ecuación de Dittus-Boelter la cual tiene la siguiente forma para calentamiento<sup>14</sup>.

$$\alpha_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda}{d}$$

Donde

---

<sup>15</sup> Handbook of heat transfer / editors, W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho. m 3rd ed. McGraw-Hill. 1998

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \text{ y } Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

## CONDENSADOR

### *Entre el refrigerante y las paredes del tubo para la región de flujo bifásico*

Se usa la correlación de Akers et al. de condensación para flujo anular, en el cual operan la mayoría de los condensadores, que se expresa así<sup>15</sup>:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_l} = C Re_l^n Pr_l^{\frac{1}{3}}$$

Donde

$$C = 0.0265, n = 0.8 \text{ para } Re_l \geq 5E4$$

$$C = 5.03, n = \frac{1}{3} \text{ para } Re_l > 5E4$$

$$Re_l = \frac{G_l d}{\mu_l}$$

$$G_l = G \left[ (1 - x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right]$$

Cuando la rata de flujo másico es muy baja o nula se usa una correlación para flujo estratificado, la siguiente es la de Chato<sup>15</sup>:

$$\alpha = \Omega \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_w) d} \right]$$

Donde

$$\Omega = 0.728a^{0.75}$$

$$a = \frac{1}{1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \left( \frac{1-x}{x} \right)}$$

***Entre el refrigerante y las paredes del tubo para la región de flujo monofásico***

La ecuación comúnmente usada para los coeficientes de transferencia de calor en flujo monofásico es la ecuación de Dittus-Boelter la cual tiene la siguiente forma para enfriamiento<sup>16</sup>:

$$\alpha_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \frac{\lambda}{d}$$

Donde

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \text{ y } Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

---

<sup>16</sup> INCROPERA, Frank P. y De WITT, David. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall, 1999.

## COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXTERIOR AL TUBO

### CONVECCIÓN FORZADA

De P.K Bansal et al., el coeficiente de transferencia de calor del lado aire puede ser expresado como:

$$\alpha_o = \frac{Nu_o \lambda}{D} = 0.669 Re^{0.581} R^{-0.407} Pr^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{D}$$

$$Re = \frac{v_{m\acute{a}x} \rho D}{\mu} = \frac{\dot{m} D}{A_{m\acute{i}n} \mu}$$

El factor de aleteado (*finning factor*), es:

$$R = \frac{A_o}{A_{to}}$$

Donde  $A_o$  es el área total exterior del intercambiador de calor y  $A_{to}$  es el área exterior del tubo<sup>17</sup>.

### CONVECCIÓN NATURAL

Cuando la velocidad del aire es muy baja o nula se usa la correlación de Churchill y Chu, la cual se expresa así<sup>16</sup>:

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

---

<sup>17</sup> P.K Bansal, T. Wich & M. W. Browne. Optimisation of egg-crate type evaporators in domestic refrigerators. Applied Thermal Engineering 21 (2001) 751-770.

Donde

$$Ra = \frac{g\beta(T_w - T_{amb})D^3}{\nu\varepsilon}$$

$Ra$  es el número de Rayleigh,  $\beta$  es el coeficiente volumétrico de expansión térmica que para el aire (gas ideal) equivale al inverso de la temperatura absoluta,  $\nu$  es la viscosidad cinemática y  $\varepsilon$  la difusividad térmica.

## CAIDA DE PRESIÓN

La caída de presión es dada con una relación usada comúnmente<sup>14</sup>:

$$\frac{\Delta P}{\Delta z} = f' \frac{\rho u^2}{2d}$$

El factor de fricción  $f'$  es:

$$f' = \begin{cases} 64/Re & (Re < 2320) \\ 0.316Re^{-0.25} & (2320 \leq Re \leq 8E4) \\ 0.0054 + 0.396Re^{-0.3} & (Re > 8E4) \end{cases}$$

## ANEXO D

### ALGUNOS MÉTODOS NUMÉRICOS PARA RESOLVER LAS ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES RESULTANTES DEL ANÁLISIS DISCRETO DEL CONDENSADOR Y EVAPORADOR

Para una ecuación diferencial dada, las ecuaciones discretas pueden ser derivadas de diferentes maneras. Los métodos más comunes para obtener tales ecuaciones son:

- Formulación por Series de Taylor
- Formulación por Volúmenes de Control

Ambas formulaciones resultan consistentes, es decir, se obtienen los mismos resultados aplicando cualquiera de ellas bajo las mismas condiciones o asunciones; con ellas también se logra que un problema de cálculo se convierta en uno de tipo algebraico. La naturaleza del sistema algebraico resultante dependerá del carácter del sistema de ecuaciones diferenciales del que se deriva<sup>18</sup>.

La característica más atractiva de la formulación por volúmenes de control es que la ecuación resultante implicaría que las formas integrales de la conservación de cantidades como la masa, cantidad de movimiento y energía son satisfechas de manera exacta por cualquier conjunto de volúmenes de control y, desde luego, sobre todo el dominio en que se hacen los cálculos<sup>19</sup>.

El problema, para el caso del condensador y evaporador en estado transitorio (se tiene derivada parcial respecto al tiempo), significa que se pueden discretizar de varias formas las ecuaciones diferenciales parciales resultantes. Los métodos más usados son:

---

<sup>18</sup> Tannehill, J. C., Anderson, D. A., Pletcher, R. H. Computational fluid mechanics and heat transfer, 2nd Ed. Taylor & Francis (1997)

<sup>19</sup> Patankar, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow. Taylor & Francis (1980)

- Explícitos
- De Crank-Nicolson
- Completamente Implícitos

Los métodos explícitos conllevan un condicionamiento en cuanto a la selección del paso temporal ( $\Delta t$ ) para un paso espacial dado ( $\Delta z$ ), llamado requerimiento o condición de estabilidad. Los métodos explícitos en general exigen un paso temporal menor al de los demás métodos para obtener resultados similares, pero no requieren la solución de sistemas de ecuaciones que pueden ser no lineales e incluir la ecuación de estado de los fluidos (como es el caso del problema aquí tratado). El método de Crank-Nicolson es una especie de híbrido, ya que no es completamente implícito ni explícito.

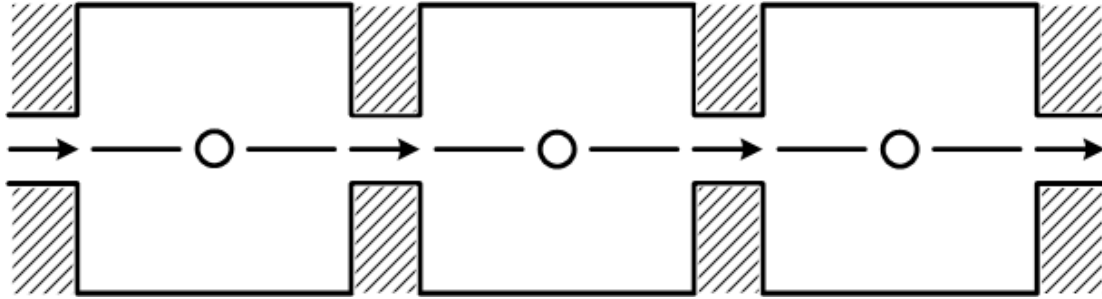
A continuación se mostrarán dos métodos:

- El *Upwind* (implícito)
- El de Lax (explícito)

### ***Método Upwind***

Este esquema se basa en el modelo de "Tanques y Tubos", de esta manera se consideran los volúmenes de control como tanques conectados en serie mediante tubos cortos; el fluido en los tanques es agitado con el fin de obtener una temperatura uniforme del mismo, con ello se puede suponer, de manera apropiada, que el fluido que pasa por cada tubo de conexión tiene la temperatura que prevalece en el tanque inmediatamente aguas arriba y, de esta manera, el fluido en el tubo no se relaciona con el del tanque hacia el cual se dirige<sup>19</sup>.

**Figura D.1. Modelo de tanques y tubos**



Fuente: Autor

Basado en Patankar, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow. Taylor & Francis (1980). 84p.

Al aplicar este método a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en un flujo unidimensional con intercambio de calor y en estado transitorio (Ecuación [4.16] para flujo horizontal), la cual es:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial z} = f$$

Se obtiene la siguiente ecuación discreta<sup>20</sup>:

$$\frac{(\rho u)_i^{j+1} - (\rho u)_i^j}{\Delta t} + \frac{(\rho u^2 + p)_i^{j+1} - (\rho u^2 + p)_{i-1}^{j+1}}{\Delta z} - f_i^{j+1} = 0$$

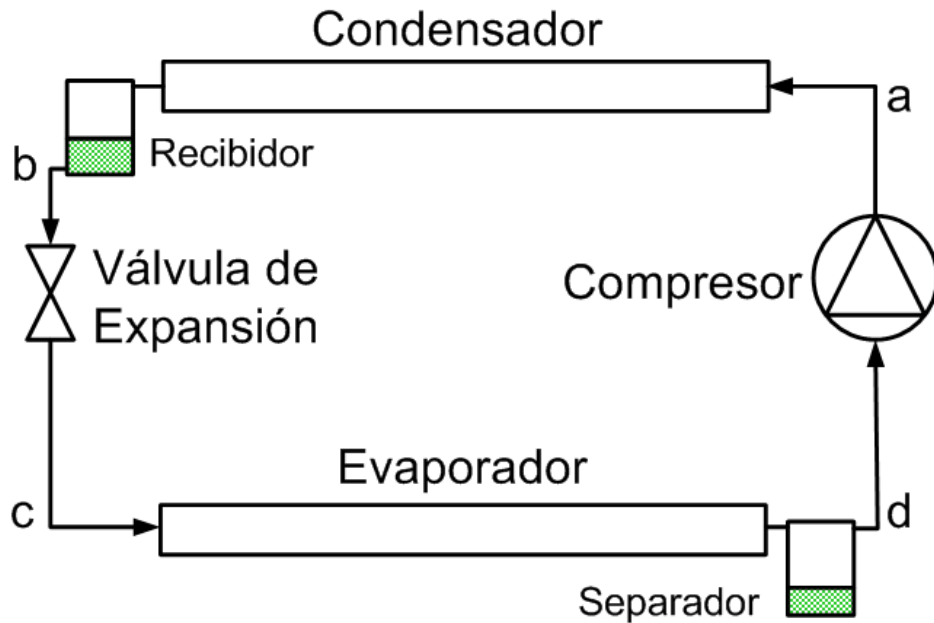
Como se puede observar, el nodo  $i$  solo se relaciona con el que está aguas arriba del mismo, es decir el  $i - 1$ . De esta forma no se requiere resolver las ecuaciones de todos los nodos de manera simultánea, sino de forma secuencial; esto, aunque es una ventaja respecto a la solución de las ecuaciones resultantes, es una desventaja cuando se requiere cumplir una condición en el último nodo, como sería el caso en un sistema

---

<sup>20</sup> X. Jia, C. P. Tso and P. K. Chia. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator. International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 5, pp. 336-342, 1995.

de refrigeración en el que se conecte la salida del condensador directamente al dispositivo de expansión o la salida del condensador a la entrada del compresor.

**Figura D.2. Esquema de un sistema de refrigeración con recibidor y separador**



Fuente: Autor

Para poder usar este método de manera apropiada se debe suponer la existencia de un recibidor entre condensador y dispositivo de expansión, y de un separador entre evaporador y compresor como se ilustra en la figura D.2.

### ***Método de Lax***

Al aplicar un análisis de estabilidad, ya sea el de Fourier o el de von Neumann, al método explícito de Euler para resolver una ecuación diferencial parcial de tipo hiperbólico, se obtiene que éste es incondicionalmente inestable, lo cual significa que no se puede obtener una solución aplicando tal método, a pesar de que se usen pasos temporales muy pequeños. La forma más sencilla de lidiar con ello es la ideada por Lax (1954), este método que lleva su nombre es también de primer orden y consiste en modificar la ecuación explícita de Euler para la derivada temporal<sup>18</sup>, la cual es:

$$\frac{du}{dt} \sim \frac{u_i^{j+1} - u_i^j}{\Delta t}$$

Cambiando  $u_i^j$  por el promedio de sus vecinos:

$$u_i^j \sim \frac{1}{2}(u_{i-1}^j + u_{i+1}^j)$$

Donde  $u_i^j = u(z_i, t_j)$ . Sea la siguiente la ecuación diferencial parcial:

$$\frac{du}{dt} + \frac{dF}{dz} = 0$$

Su ecuación discreta aplicando el método de Lax sería:

$$u_i^{j+1} = \frac{1}{2}(u_{i+1}^j + u_{i-1}^j) + \frac{\Delta t}{2\Delta z}(F_{i+1}^j - F_{i-1}^j)$$

Este método es estable si se cumple la condición de Courant, Friedrichs y Lewy, siendo esta:

$$\left| \frac{\Delta t}{\Delta z} u_{max} \right| \leq 1$$

Para un sistema de ecuaciones el análisis de estabilidad es más complejo, pero de la ecuación anterior se observa que para un  $\Delta z$  dado se debe determinar un  $\Delta t$  con el que se obtenga una solución estable para el mismo.

Para caso del condensador y evaporador, en el que la ecuación de conservación de la energía se expresa como (Ecuación [4.18] para flujo horizontal y simplificando):

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = q$$

Donde  $q$  corresponde a la ecuación [4.19]. Se obtiene al aplicar el método de Lax:

$$(\rho h)_i^{j+1} = \frac{1}{2}[(\rho h)_{i+1}^j + (\rho h)_{i-1}^j] + \frac{\Delta t}{2\Delta z} [(\rho h u)_{i+1}^j - (\rho h u)_{i-1}^j] + \Delta t q_i^j$$

Para poder resolver el sistema se deben discretizar de la misma forma, por cualquiera de los métodos existentes, las cuatro ecuaciones que se tienen para cada nodo. En el caso de los métodos implícitos se debe resolver el sistema de ecuaciones algebraicas no lineales y simultáneas; y en el caso de usar un método explícito, como se puede ver en la ecuación anterior, se calculan los valores de las propiedades del tiempo siguiente, únicamente con los datos del tiempo anterior.

## ANEXO E

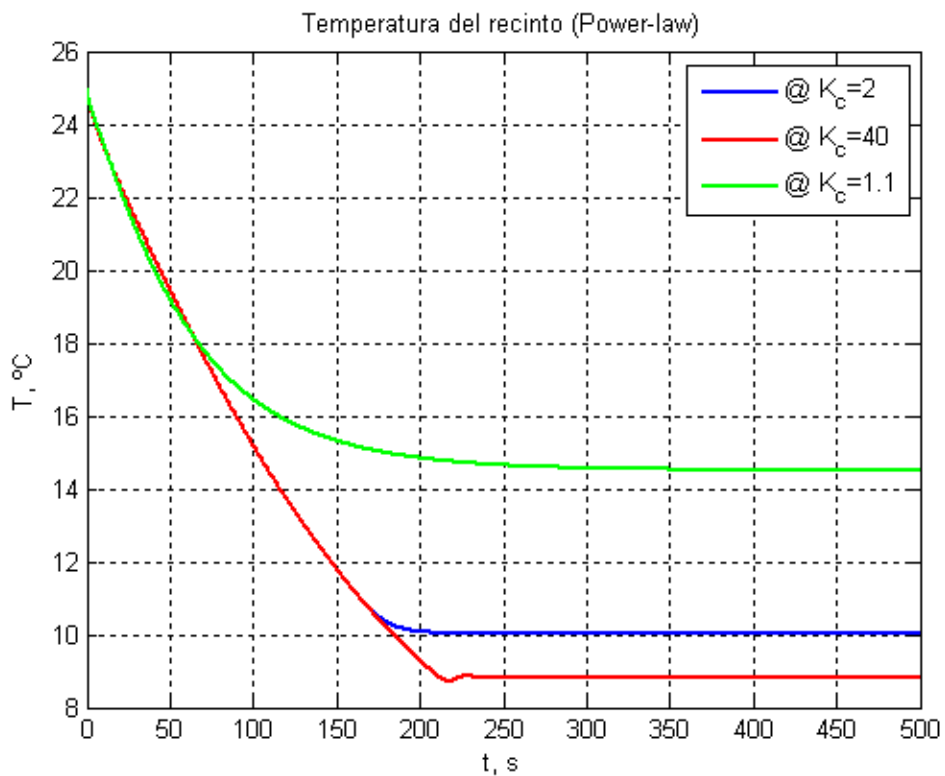
### INFLUENCIA DE LA VARIACIÓN DE OTROS PARÁMETROS EN LA EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL RECINTO

Para las siguientes gráficas se usó  $rpm_0 = 1750$ .

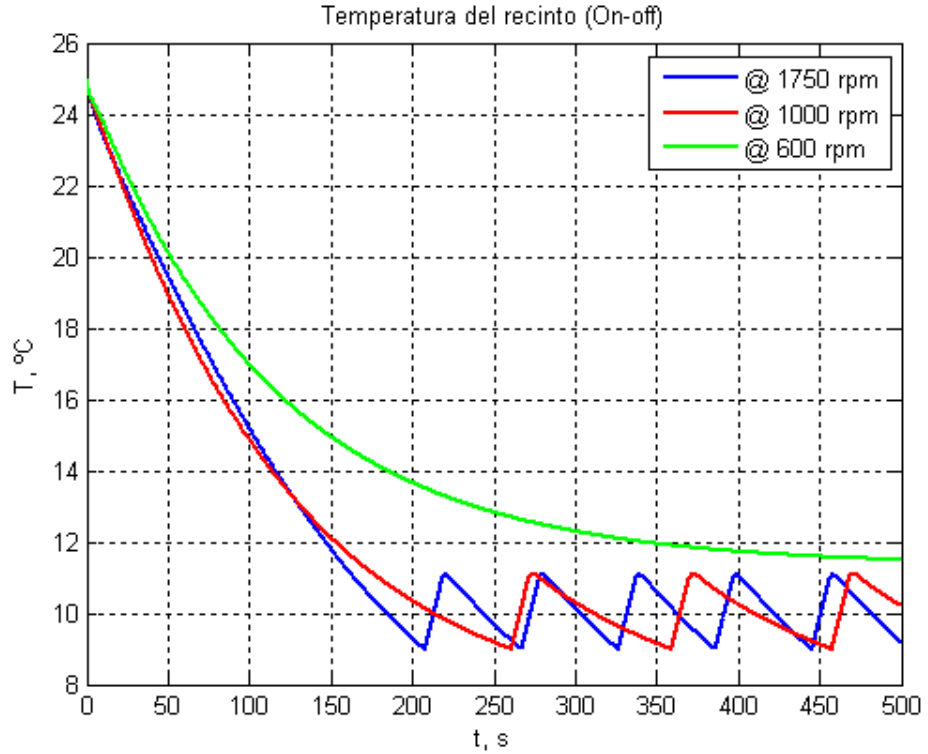
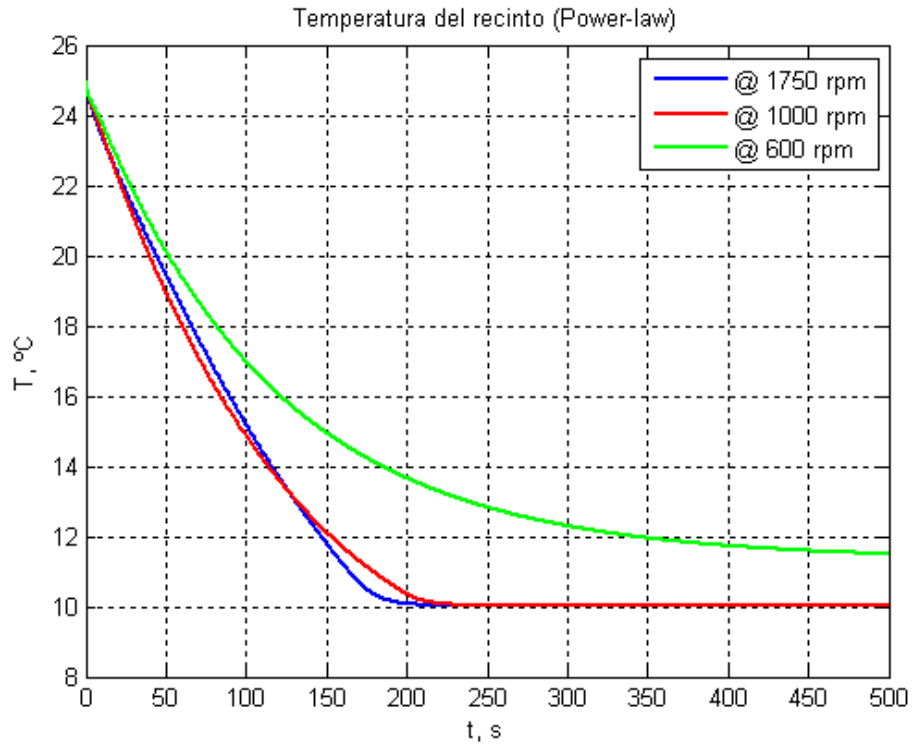
Para estas gráficas, la nomenclatura es:

- $K_c$  es la ganancia de controlador
- $V_c$  es el desplazamiento del compresor (por revolución)
- $A_r$  es el área del orificio de la válvula
- $A_4$  es el área total de transferencia de calor del evaporador

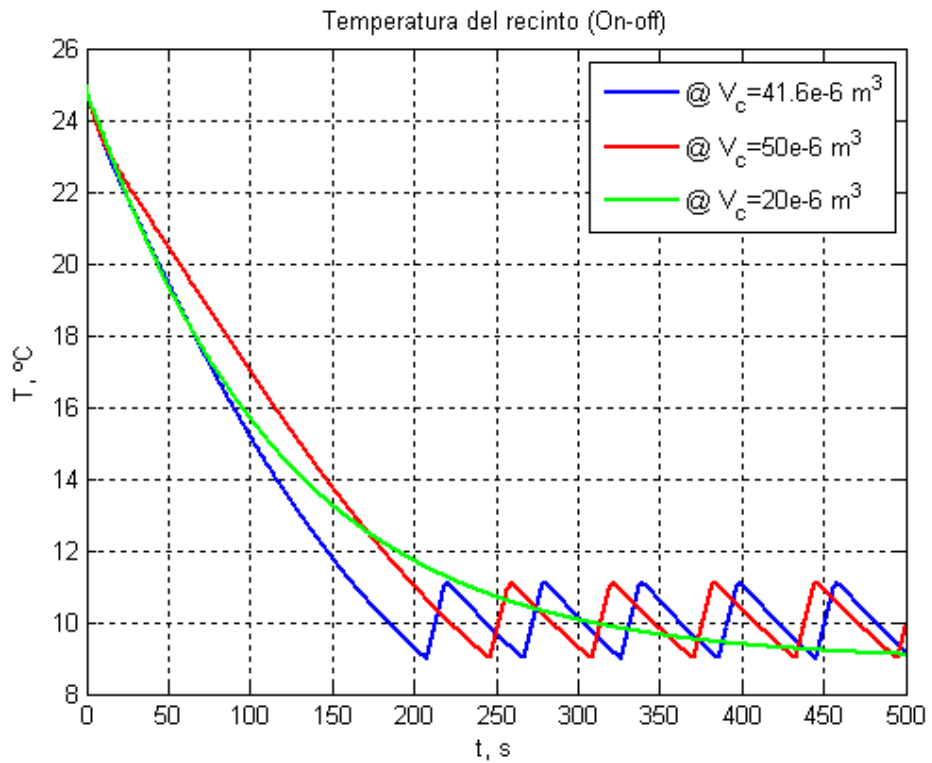
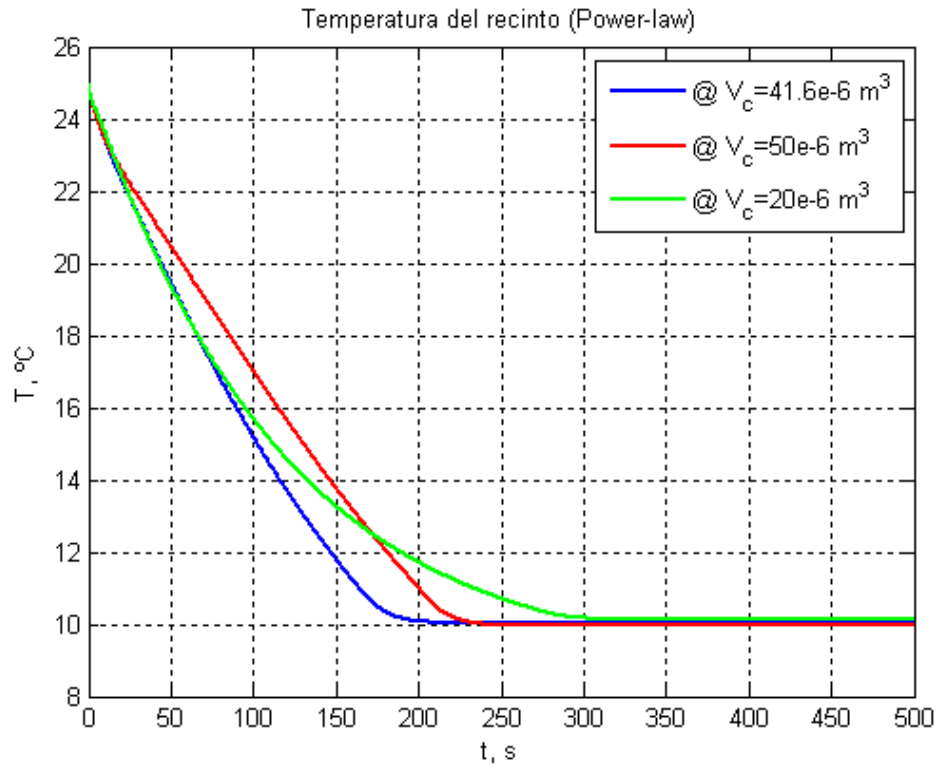
**Figura E.1 Variación de la ganancia de controlador**



**Figura E.2 Variación de las rpm del compresor**



**Figura E.3 Variación de desplazamiento del compresor (por revolución)**



**Figura E.4 Variación del área del orificio de la válvula**

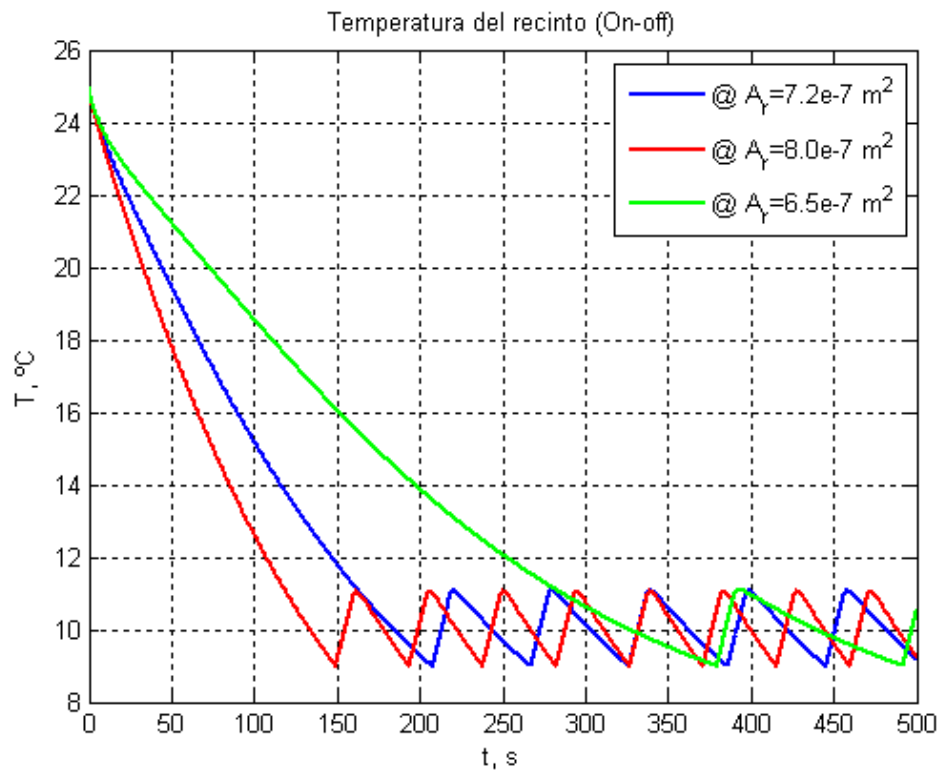
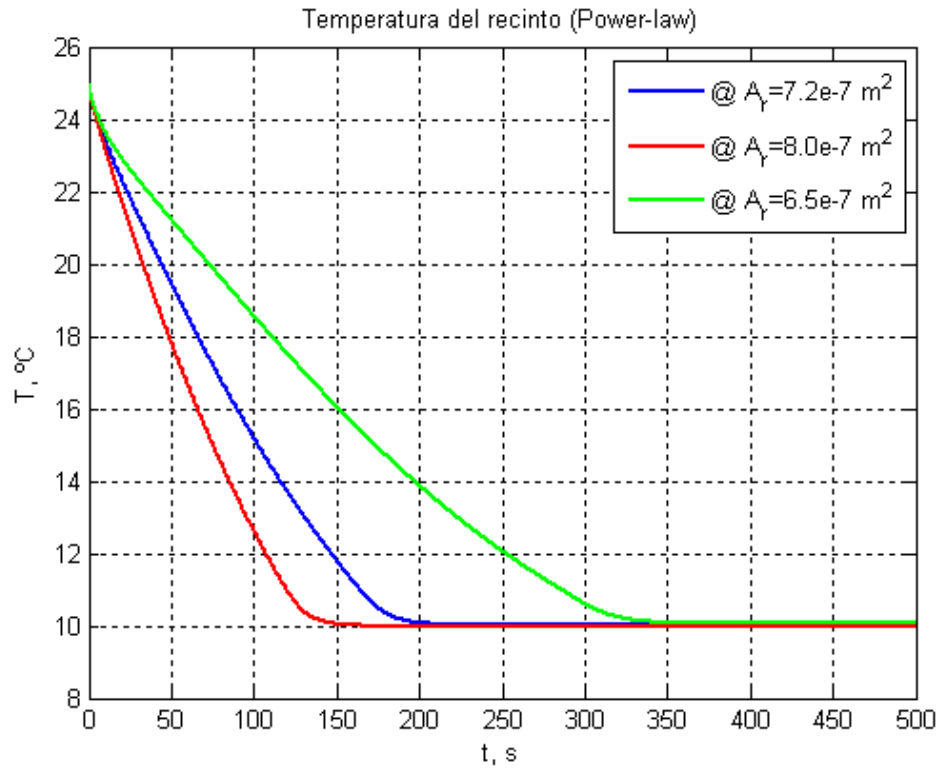
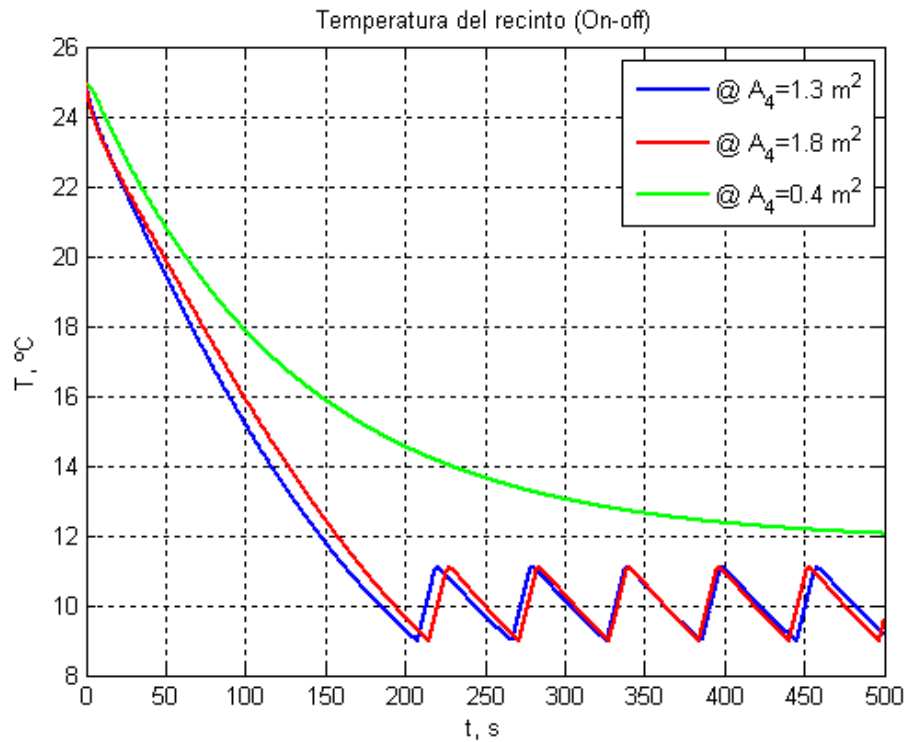
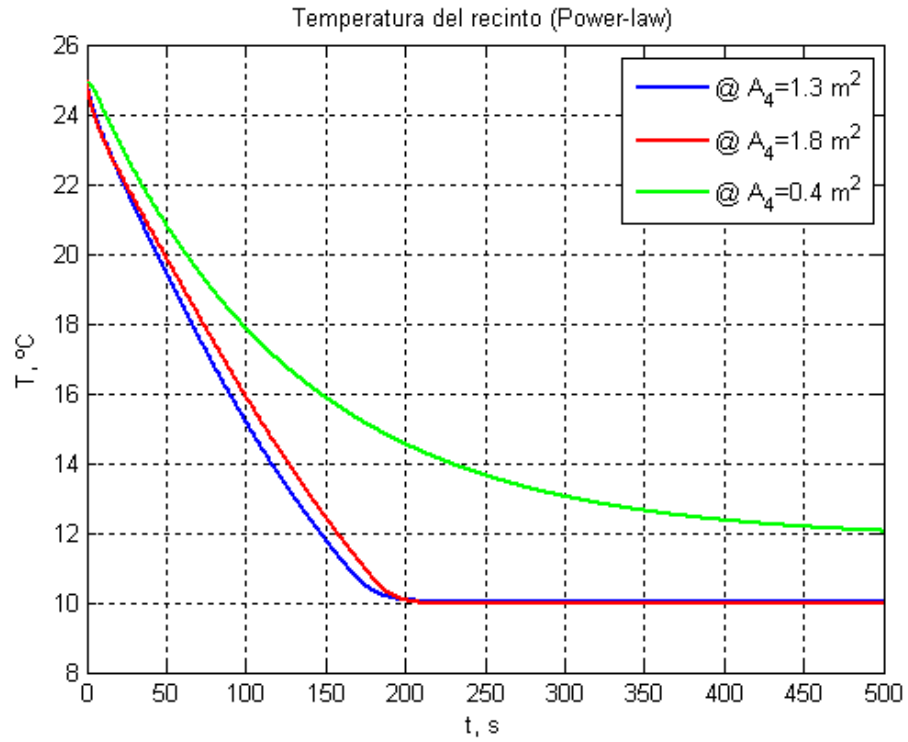


Figura E.5 Variación del área total de transferencia de calor del evaporador



En la primera gráfica, Figura E.1, en la que se varía la ganancia del controlador, se observa que para valores muy altos o muy bajos, no se obtienen los resultados deseados. También se puede ver que para el caso de una  $K_c$  muy elevada, la variación de la temperatura del recinto presenta una pequeña oscilación. Igualmente se ve que, dependiendo del valor de  $K_c$ , se obtiene una temperatura de equilibrio del recinto mayor, igual o menor a la de ajuste; esto se debe al exponente de la ganancia del controlador en la ecuación [4.47], por lo cual se introdujo la corrección a la temperatura de ajuste ( $Corr$ ), dicha corrección se definió así:

$$Corr = T_{1,ee} - T_{set}$$

Donde  $T_{1,ee}$  es una temperatura en estado estable del recinto, que se determina realizando una simulación previa con  $Corr = 0$ . Una vez se tiene  $T_{1,ee}$  se calcula el valor aproximado de la corrección con la ecuación anterior; de esta manera se obtiene una temperatura de estado estable del recinto más cercana a la de ajuste.

De la Figura E.2, se concluye que unas rpm de 1750 no son las más adecuadas para este sistema, por lo cual los cálculos de ahorro se realizaron con 1000 rpm. El parámetro con cuya variación se obtuvo la mejor y más acertada respuesta es el área del orificio de la válvula.