

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA UNIDAD CULHUACAN

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

"ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL INCREMENTO DE EFICIENCIA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN AL INTEGRAR UN MODULO TERMOELÉCTRICO"

T E S I S PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS

PRESENTA:

ING. OSCAR JOSÉ PINEDA

DIRECTORES DE TESIS:

DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL DR. BASILIO DEL MURO CUÉLLAR

SIP-14-BIS



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

 En la Ciudad de abril
 México, D. F.
 siendo las
 12:00
 horas del día
 27
 del mes de

 abril
 del 2011
 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada

 por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de
 SEPI-ESIME-CULHUACAN

 para examinar la tesis titulada:

"Estudio Experimental del Incremento de Eficiencia en un Sistema de Refrigeración al

Integrar un Módulo Termoeléctrico"				
Presentada por el alumno:				
José	Pineda	Oscar		
Apellido paterno	Apellido materno	Nombre(s)		
	Col	n registro: A 0 8 0 4 4 5		
aspirante de:				
MAESTRÍA EN O	CIENCIAS DE INGENIERÍA	EN SISTEMAS ENERGÉTICOS		
Después de intercambiar opinio virtud de que satisface los requ	ones los miembros de la Co isitos señalados por las disp	misión manifestaron APROBAR LA TESIS , er osiciones reglamentarias vigentes.		
	LA COMISIÓN REV	SORA		
	Directores de tes	sis		
		· ·		
Dr. Ignacio Carvajal Dr. Ignacio Carvajal M MAHA Dr. Igor Loboda	ariscal	Dr. Basílio del Muro Cuellar		
U. Toer	SECCION DE ESTUDIO POSGRADO E INVESTIG ESIME CULHUACAI	DE VCION 4		
Dra. Iryna Ponomai	yova A			
PRE	Dr. Gonzalo Jsaac Duchen	DE PROFESORES		
	V			



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL secretaría de investigación y posgrado

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de <u>México D. F.</u> el día <u>27</u> del mes <u>abril</u> del año 2011, el (la) que suscribe Oscar José Pineda alumno (a) del Programa MAESTRÍA EN CIENCIAS DE INGENIERÍA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS de A0804445 adscrito SEPI-ESIMEcon número de registro a CULHUACAN , manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y el Dr. Basilio del Muro Cuéllar y cede los derechos del trabajo intitulado <u>ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL INCREMENTO</u> DE EFICIENCIA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN AL INTEGRAR UN MODULO TERMOELÉCTRICO, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección <u>jposcarmx@hotmail.com</u>. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Oscar José Pineda

Nombre y firma

ÍNDICE

ÍNDICE	I
RELACIÓN DE FIGURAS	IV
RELACIÓN DE TABLAS	VII
RELACIÓN DE GRÁFICAS	VIII
RESUMEN	X
ABSTRACT	XI
INTRODUCCIÓN	XII
CAPITULO 1 GENERALIDADES	1
1.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA 1.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	2 2
1.3 MAQUINA TERMICA	3
1.4 PROCESOS REVERSIBLE E IRREVERSIBLE	4 5
1.6 CICLO DE CARNOT INVERSO	7
1.7 EFICIENCIA TÉRMICA	8
1.8 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	
1.9 CONDICIÓN SATURADA, SUBENFRIADA Y SOBRECALENTADA	10
1.9.1 Temperatura de saturación	10
1.9.2 Liquido subenfriado	11
1.9.3 Vapor sobrecalentado	11
1.9.4 Efecto refrigerante	11
1.10SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN ACTUALES	12
1.11 TENDENCIAS DEL INCREMENTO DE EFICIENCIA	13

CAPITULO 2	
MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS	. 17
2.1 MÓDULO PELTIER	18
2.1.1 Conexión eléctrica y térmica de los módulos termoeléctricos	. 19
2.2 TEORÍA Y ANÁLISIS	. 22
2.2.1 Efecto Seebeck	. 22
2.2.2 Efecto Peltier	23
2.2.3 Efecto Joule	. 23
2.2.4 Efecto Thomson	23
2.3 ANÁLISIS DE LA REFRIGERACIÓN TERMOELÉCTRICA	. 24
2.4 RENDIMIENTO TERMOELÉCTRICO	. 26
2.5 SIMULACIÓN DE LAS CONDICIONES A LA SALIDA DEI	4
CONDENSADOR.	31
2.6 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS	5
FRENTE A REFRIGERADORES CONVENCIONALES	. 33
CAPITULO 3 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	. 34
3.1 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	. 35
3.2 LEYES DE REFRIGERACIÓN	37
3.3 CICLO DE COMPRESIÓN	. 37
3.2.1 Evaporador	. 38
3.2.2 Acumulador	. 38
3.2.3 Compresor	. 39
3.2.4 Separador de aceite	40
3.2.5 Condensador	. 41
3.2.6 Recibidor de líquido	. 42
3.2.7 Filtro secador de la línea de líquido	. 43
3.2.8 Tipos de control de fluio de refrigerante	43
3.2.9 - Manómetros	45
3 2 10 - Válvula solenoide	45
3.2.11 Rotámetro.	. 46
3.4 PROCESO TERMICO DEL CICLO DE REFRIGERACION	46
3.5 PROCESO EN EL DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO (A ENTALPIA	L
CONSTANTE)	. 47

3.6 EL PROCESO EN EL EVAPORADOR (A PRESIÓN CONSTANTE)	47
3.6.1 Efecto de Refrigeración	47
3.6.2 Capacidad de refrigeración	49
3.7 EL PROCESO EN EL COMPRESOR (A ENTROPIA CONSTANTE)	49
3.8 EL PROCESO EN EL CONDENSADOR (A PRESION CONSTANTE)	51
3.9 RESULTADOS DEL CICLO IDEAL A DIFERENTES CARGAS DE	
VENTILACIÓN EN EL CONDENSADOR	53
3.10 RESULTADOS CON VENTILACIÓN NULA EN EL CONDENSADOR	55
CAPITULO 4	
DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	57
4.1. CONDICIONES DE LA INSTALACIÓN	58
4.2. ELEMENTOS BÁSICOS DE UN SISTEMA	59
4.3. ESOUEMA DEL SISTEMA DE CONTROL	62
4.4. CONTROL PROPORCIONAL	63
4.4. CONTROL PI	67
CAPITULO 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS	78
5.1. EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO EN LA SUCCIÓN DEL	70
COMPRESOR	/9
5.2. EFECTO DE SUBENFRIAMIENTO DEL LIQUIDO	81
5.5. RELACION ENTRE SUBENFRIAMIENTO Y SUBRECALENTAMIENTO	83
5.4. RESULTADOS DEL COP CON SOBRECALENTAMIENTO Y	07
SUBENFRIAMIENTO	8/
CONCLUSIONES.	90
BIBLIOGRAFÍA	91
ANEXO 1 Graficas del condensador con el ventilador a diferentes cargas	92
ANEXO 2 Graficas del comportamiento del modulo en un tiempo dado	99
ANEXO 3 Datos de especificación electrónicos	106
ANEXO 4 Graficas del efecto del sobrecalentamiento v subenfriamiento	114
ANEXO 5 Publicaciones	127

RELACIÓN DE FIGURAS

Pag.

Figura 1.1	La energía no puede crearse ni destruirse, solo puede cambiar de forma	2
Figura 1.2	Una taza de café caliente no se pondrá más caliente en una habitación fría	3
Figura 1.3	Maquina térmica	3
Figura 1.4	Dos procesos reversibles familiares	4
Figura 1.5	La fricción vuelve irreversible un proceso	4
Figura 1.6	Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado	5
Figura 1.7	Ciclo de Carnot de una maquina térmica	6
Figura 1.8	Ciclo inverso de Carnot	7
Figura 1.9	Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	9
Figura 1.10	Diagrama T-s y diagrama p-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión	
de vapor		10
Figura 1.11	Curva típica del punto de ebullición	11
Figura 1.12	Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos	12
Figura 1.13	Consumo diario para diferentes ángulos de inclinación del condensador	13
Figura 1.14	Diagrama presión-entalpía de un ciclo saturado simple	14
Figura 1.15	Diagrama P-h de refrigerante 134-a para la capacidad del condensador	14
Figura 2.1	Esquema de conexión de un módulo Peltier	18
Figura 2.2	Semiconductor tipo N y tipo P	19
Figura 2.3	Diagrama de conexión eléctrica y térmica	19
Figura 2.4	Conexión térmica / eléctrica de una pareja	21
Figura 2.5	Unión de semiconductores	22
Figura 2.6	Esquema del efecto Seebeck	22
Figura 2.7	Esquema del efecto Peltier	23
Figura 2.8	Esquema del efecto Thomson	24
Figura 2.9	Efecto Seebeck	24
Figura 2.10	Efecto Peltier	25
Figura 2.11	Figura de Merito Z	30
Figura 2.12	Esquema de caldera	31
Figura 2.13	Instrumentación	32

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL INCREMENTO DE EFICIENCIA EN UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN AL INTEGRAR UN MÓDULO TERMOELÉCTRICO

Figura 3.1	Banco de pruebas	35
Figura 3.2	Diagrama unifilar del banco de pruebas	36
Figura 3.3	Ciclo de refrigeración por compresión	37
Figura 3.4	Evaporadores del banco de pruebas	38
Figura 3.5	Acumulador del banco de pruebas	39
Figura 3.6	Compresor del banco de pruebas	39
Figura 3.7	Separador de aceite del banco de pruebas	40
Figura 3.8	Remoción del calor del refrigerante en un condensador	41
Figura 3.9	Condensador del banco de pruebas	42
Figura 3.10	Recibidor de líquido del banco de pruebas	42
Figura 3.11	Filtro secador del banco de pruebas	43
Figura 3.12	Válvula de expansión termostática usado en el banco de pruebas	44
Figura 3.13	Válvula de expansión automática usado en el banco de pruebas	44
Figura 3.14	Tubo capilar usado en el banco de pruebas	44
Figura 3.15	Manómetro usado en el banco de pruebas	45
Figura 3.16	Válvulas solenoides usadas en el banco de pruebas	45
Figura 3.17	Flujo metro usado en el banco de pruebas	46
Figura 3.18	Diagrama presión-entalpia	46
Figura 3.19	Efecto de refrigeración	48
Figura 3.20	Calor de compresión	50
Figura 3.21	Calor de rechazo	51
Figura 4.1-	Bosquejo de la instalación	58
Figura 4.2	Circuito inversor	59
Figura 4.3	Subsistemas en un sistema de control en lazo abierto	60
Figura 4.4	Sistema de control en lazo abierto de la temperatura de la habitación	60
Figura 4.5	Subsistemas en un sistema de control en lazo cerrado	61
Figura 4.6	Sistema de control en lazo cerrado para la temperatura de una habitación	61
Figura 4.7	Modelo para obtener el modelo de una ecuación de primer orden	62
Figura 4.8-	Modelo para obtener el modelo de una ecuación de primer orden del modulo	
Peltier		63
Figura 4.9	Regiones de estabilidad en el plano s	64
Figura 4.10	Lugar de las raíces en lazo abierto	64
Figura 4.11	Sistema con control proporcional	65

Figura 4.12	Simulación con k = 0.25	66
Figura 4.13	Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.06	68
Figura 4.14	Esquema PI con un cero en 0.06 con $S_1 = -0.038$, representado en simulink	69
Figura 4.15-	Comportamiento del control PI con un cero en 0.06 con $S_1 = -0.038$	69
Figura 4.16	Esquema PI con un cero en 0.06 con $S_2 = -0.081$, representado en simulink	70
Figura 4.17	Comportamiento del control PI con un cero en 0.06 con $S_2 = -0.081$	70
Figura 4.18	Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.1	71
Figura 4.19	Esquema PI con un cero en 0.1 con $S_1 = -0.03$, representado en simulink	72
Figura 4.20	Comportamiento del control PI con un cero en 0.1 con $S_1 = -0.03$	72
Figura 4.21	Esquema PI con un cero en 0.1 con $S_2 = -0.169$, representado en simulink	73
Figura 4.22	Comportamiento del control PI con un cero en 0.1 con $S_2 = -0.169$	73
Figura 4.23	Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.5	74
Figura 4.24	Esquema PI con un cero en 0.5 con $S_1 = -0.026$, representado en simulink	75
Figura 4.25	Comportamiento del control PI con un cero en 0.5 con $S_1 = -0.026$	75
Figura 4.26	Esquema PI con un cero en 0.5 con $S_2 = -0.169$, representado en simulink	76
Figura 4.27	Comportamiento del control PI con un cero en 0.5 con $S_2 = -0.169$	76

Figura 5.1	Efecto del sobrecalentamiento en la línea de succión	79
Figura 5.2	Efecto del subenfriamiento en el líquido	81

RELACIÓN DE TABLAS

Pag.

Tabla 1.1	Resultados de la entropía obtenidos para el sistema ideal de refrigeración sin	
subenfriamient	01	15
Tabla 1.2	Resultados de la entropía obtenidos para el sistema ideal de refrigeración con 18 °C	
de subenfriamie	ento1	15
Tabla 1.3	Resultados obtenidos para el ciclo ideal de refrigeración 1	15
Tabla 1.4	Resultados obtenidos para el ciclo ideal con 18 °C de subenfriamiento 1	16
Tabla 3.1	Comparativa en kJ/kg del efecto de refrigeración, calor de compresión y calor de	
rechazo		55
Tabla 3.2	2 Datos obtenidos de las pruebas del equipo de refrigeración y valores del	
refrigerante Isc	eon MO49plus) 3
Tabla 4.1	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 45 °C y 22V10)0
Tabla 4.2	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 45 °C y 23V10)0
Tabla 4.3	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 45 °C y 24V10)1
Tabla 4.4	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 35 °C y 22V10)3
Tabla 4.5	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 35 °C y 23V10)3
Tabla 4.6	Datos obtenidos de las pruebas al modulo Peltier con 35 °C y 24V10)4
Tabla 5.1	Effecto que tiene el sobrecalentamiento a 5 °C y 8 °C en kJ/Kg \sim	79
Tabla 5.2	Effecto que tiene el sobrecalentamiento a 5 °C y 8 °C en kW \sim	30
Tabla 5 3	Effects que tiene el subenfriamiento a 5 °C v 8 °C en k $I/K\sigma$	32
Tabla 5.4	Efecto que tiene el subenfriamiento a 5 °C y 8 °C en kW	22
Tabla 5 5	Valores de COP y porcentaie de ganancia debido a 5° C de sobrecalentamiento y	,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,
subenfriamient		27
Tabla 5 6	Valores de COP y porcentaie de ganancia debido a 8°C de sobrecalentamiento y	,,
subenfriamient		38
		~ ~

RELACIÓN DE GRÁFICAS

Pag.

Gráfica 3.1	Pruebas con el ventilador al 25% (Temperatura-Entropía)	4
Gráfica 3.2	Pruebas con el ventilador al 50% (Temperatura-Entropía)	4
Gráfica 3.3	Pruebas con el ventilador al 100% (Temperatura-Entropía) 99	5
Gráfica 3.4	Pruebas a diferentes cargas del ventilador (Temperatura-Entropía)	5
Gráfica 3.5	Pruebas con el ventilador al 25% (Presión-Entalpia)	б
Gráfica 3.6	Pruebas con el ventilador al 50% (Presión-Entalpia)	б
Gráfica 3.7	Pruebas con el ventilador al 100% (Presión-Entalpia)	7
Gráfica 3.8	Pruebas a diferentes cargas del ventilador (Presión-Entalpia)	7
Gráfica 3.9	Comparativa con el ventilador del condensador al mínimo (Presión-Entalpia)	8
Gráfica 3.10	Comparativa con el ventilador del condensador al mínimo (Temperatura-Entropía) 98	8
Gráfica 3.11	Potencia-Coeficiente de operación	4
Gráfica 4.1	Respuesta a 22 V con 45 °C	1
Gráfica 4.2	Respuesta a 23 V con 45 °C	2
Gráfica 4.3	Respuesta a 24 V con 45 °C	2
Gráfica 4.4	Respuesta a 22 V Respuesta a 24 V con 35 °C 104	4
Gráfica 4.5	Respuesta a 23 V Respuesta a 24 V con 35 °C103	5
Gráfica 4.6	Respuesta a 24 V Respuesta a 24 V con 35 °C10	5
Gráfica 5.1	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre E.R., C.C., y C.R. con el	
ventilador del	condensador al 25 %	4
Gráfica 5.2	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre E.R., C.C., y C.R. con el	
ventilador del	condensador al 50 % 84	4
Gráfica 5.3	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre E.R., C.C., y C.R. con el	
ventilador del	condensador al 100 % 83	5
Gráfica 5.4	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre Q_L , W_{ent} y Q_H con el	
ventilador del	condensador al 25 % 85	5
Gráfica 5.5	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre Q_L , W_{ent} y Q_H con el	
ventilador del	condensador al 50 % 80	6
Gráfica 5.6	Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre QL, Went y QH con el	
ventilador del	condensador al 100 %	б
Gráfica 5.7	Efectos del COP por sobrecalentamiento	8
Gráfica 5.8	Efectos del COP por el subenfriamiento	9
Gráfica 5.9	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%11	5
Gráfica 5.10	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%11	5
Gráfica 5.11	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%11	6
Gráfica 5.12	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%	6
Gráfica 5.13	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%11	7

Gráfica 5.14	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%117
Gráfica 5.15	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%118
Gráfica 5.16	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%118
Gráfica 5.17	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%119
Gráfica 5.18	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%119
Gráfica 5.19	Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%120
Gráfica 5.20	Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%120
Gráfica 5.21	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%121
Gráfica 5.22	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%121
Gráfica 5.23	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%122
Gráfica 5.24	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%122
Gráfica 5.25	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%123
Gráfica 5.26	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%123
Gráfica 5.27	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%124
Gráfica 5.28	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%124
Gráfica 5.29	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%125
Gráfica 5.30	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%125
Gráfica 5.31	Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%126
Gráfica 5.32	Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%126

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el estudio de la implementación de un modulo termoeléctrico en un sistema de refrigeración mecánico para lograr incrementar el COP y con ayuda de un sistema control mantenerlo sin importar las variaciones de temperatura del medio exterior.

Un bloque de módulos termoeléctricos permitió subenfriar entre 5°C y 8°C a la salida del condensador lo que mejoro el COP del sistema de refrigeración por compresión en 7.4 %.

En este trabajo también se presenta el diseño de un control capaz de seguir referencia y mantener las condiciones para que el sistema de refrigeración por compresión tenga un COP constante sin importar la variación en el ambiente.

Para lógralo se instaló un bloque de módulos Peltier a la salida del condensador, proporcionando un subenfriamiento del refrigerante antes de que este entre a la válvula de expansión.

ABSTRACT

In this work points out the implement of the thermoelectric module in the refrigeration system to increase the COP and with help of a system control to keep the temperature regardless the exterior environment.

A thermoelectric module block permitted subcool between 5° C and 8° C at the outlet of the condenser for increase the COP in the compression refrigration system at 7.4%

In this work also show a control design, it can follow any reference and keep the conditions for the compression refrigeration system has a COP constant regardless of variation in the environment.

To get it was installed a block of Peltier modules in the outlet of the condenser, providing a subcooling refrigerant before it enters in the expansion valve.

INTRODUCCIÓN

La refrigeración es el proceso de extracción de calor, para realizarlo existen diversos procedimientos que permiten su obtención, siendo el sistema más utilizado el de compresión de vapor, el cual está compuesto de cuatro componentes: evaporador, compresor, condensador y válvula de control (o estrangulamiento). Actualmente se pretende buscar mejoras para mejorar el ciclo de refrigeración por compresión y reducir el consumo de energía, dado que hoy en día es un tema de gran importancia. Una tendencia que ha tomado la refrigeración es el uso de módulos termoeléctricos los cuales no tiene partes móviles pero su aplicación es limitada debido a su baja capacidad de refrigeración.

Una manera de aumentar el coeficiente de operación (COP) es incrementando el efecto refrigerante por medio de un subenfriamiento o un sobrecalentamiento. Por lo que se puede someter el líquido condensado a un subenfriamiento, mediante un intercambiador de calor, antes de proceder a su expansión en la válvula de estrangulamiento, este proceso aumenta el efecto refrigerante y por lo tanto el COP. También se puede aumentar el COP para sobrecalentar el líquido a la salida del evaporador y así mismo protegiendo al compresor.

El capítulo uno de este trabajo contienen los antecedentes teóricos de la refrigeración, tales como maquina térmica, ciclo de Carnot, ciclo de Carnot invertido, ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y la definición del subenfriamiento del liquido.

El capítulo dos estudia la historia y composición de los módulos termoeléctricos, así como de la refrigeración por termoelectricidad, también se da a conocer sus ventajas que ofrece este tipo de refrigeración.

El capítulo tres muestra cada componente del equipo de refrigeración por compresión de vapor y su funcionamiento, también se presentan los resultados de diferentes pruebas al equipo de refrigeración variando la velocidad del ventilador en el condensador.

El capítulo cuatro contiene el desarrollo y aplicación de un control proporcional y un control PI, así como las simulaciones de cada uno para poder controlar la temperatura a la salida del módulo termoeléctrico.

El capítulo cinco presenta los res4ltados de los efectos de subenfriamiento a la salida del condensador y sobrecalentamiento a la entrada del compresor, así como la discusión de resultados.

Finalmente, se presentan las conclusiones.

CAPÍTULO I GENERALIDADES

En este capítulo se verá una introducción de los conceptos y la teoría de los sistemas de refrigeración, los diagramas termodinámicos para el estudio de ciclos de refrigeración, el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, la eficiencia del ciclo de refrigeración y las tendencias actuales para incrementar el COP en los sistemas de refrigeración.

1.1 Primera ley de la termodinámica

Considerando que la materia y la energía en el universo son constantes se entiende como la primera ley de la termodinámica que "La energía no puede crearse ni destruirse, solo transformarse" [1].

Este principio se puede ejemplificar cuando se arroja una piedra desde una altura considerable (Δz), en la parte superior tiene su máxima energía potencial y de acuerdo al principio de la primera ley de la termodinámica no pierde energía solo la transforma ya que a cierta altura disminuye su energía potencial (mg Δz) pero aumenta su energía cinética (m $[V_2^2 - V_1^2]/2$), considerando que la resistencia del aire es despreciable (Fig. 1.1)





1.2 Segunda ley de la termodinámica

Para asegurar que un proceso ocurra no es suficiente con la primera ley de la termodinámica, es por eso que se considera también a la segunda ley que nos dice: "los procesos toman su curso en cierta dirección y no en la dirección inversa, también afirma que la energía tiene calidad, así como cantidad" [1].

Un claro ejemplo que podemos encontrar es cuando tenemos una taza de café caliente dentro de un cuarto frío, la transferencia de calor va en dirección de un cuerpo de mayor energía a uno de menor energía dentro de un balance de energía. Como se pudiera ver análogamente el calor de una taza de café caliente cede calor al cuarto frío y no sucede lo contrario, así es como pierde energía el café y gana energía el cuarto frío según el principio de la primera ley de la termodinámica (Fig. 1.2).



Figura 1.2. – Una taza de café caliente no se pondrá más caliente en una habitación fría [1].

1.3 Máquina Térmica

Es aquella máquina que convierte el calor en alguna forma de trabajo, comúnmente es trabajo del eje. Para que esta condición se cumpla la máquina térmica debe de interactuar entre dos fuentes o depósitos de diferentes temperaturas. La primer fuente es un deposito de alta temperatura que inyecta calor a la maquina térmica y cierta parte del este calor lo convierte en trabajo. La otra parte del calor que no se convirtió en trabajo es rechazada a la segunda fuente de baja temperatura, llamada sumidero. Esta serie de procesos forman un ciclo. (Fig. 1.3).



Figura 1.3. – Maquina térmica [1].

1.4 Procesos Reversible e Irreversible

Debido a la segunda ley de la termodinámica, los procesos ocurren en cierta dirección en el que ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia del 100%.

Un proceso reversible es el que puede invertirse sin dejar ninguna huella en los alrededores; tanto el sistema como los alrededores regresan a sus estados iniciales al final del proceso inverso. Esto es posible sólo si el intercambio de calor neto y de trabajo neto entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado (original e invertido). (Fig. 1.4) [1].



Figura 1.4. – Dos procesos reversibles familiares [1]

En el caso de un proceso irreversible, también conocido como proceso real a diferencia del proceso ideal este no puede regresar a su estado inicial sin dejar huella en los alrededores, debido a que se presentan irreversibilidades tales como: la fricción, la expansión libre de un gas separado de un vacio por medio de una membrana, la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas. (Fig. 1.5)



Figura 1.5. – La fricción vuelve irreversible un proceso [1]

1.5 Ciclo de Carnot

En 1824 el francés Sadi Carnot dio a conocer el ciclo reversible más eficiente que pueda operar entre dos depósitos de temperatura constante, el cual se conoce como ciclo de Carnot o también llamado como la Máquina Térmica de Carnot. Este ciclo se pude ejecutar en un sistema cerrado o en uno de flujo estable, está compuesto de cuatro procesos reversibles de los cuales dos son adiabáticos y dos isotérmicos.

La forma más usual de representar al ciclo de Carnot mas usual es con un sistema de cilindro-embolo que contiene un gas dentro de un sistema cerrado. Para este caso el aislamiento ubicado en la cabeza del cilindro se puede retirar y colocar para permitir la transferencia de calor con los depósitos tal como se muestra en la siguiente figura. (Fig. 1.6).



Figura 1.6. – Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado [1]

- a) Proceso 1-2 a T_H = constante, también conocido como Expansión Isotérmica Reversible. En este proceso se considera que el aislamiento ubicado en la cabeza del cilindro no se encuentra y se pueda estar en contacto con una fuente a temperatura T_H permitiendo que el gas se pueda expandir lentamente y realice trabajo sobre los alrededores hasta llegar a 2. Se considera que al disminuir la temperatura T_H una cantidad infinitesimal se compensa con el calor que fluye del depósito al gas para mantener constante T_H , así se logra que la transferencia de calor que ocurre de 1 a 2 sea infinitesimalmente diferente para lograr un proceso reversible y la cantidad de calor transferida la consideramos como Q_H .
- b) Proceso 2-3 disminuye la temperatura de T_H a T_L , también conocido como Expansión Adiabática Reversible. En este proceso se vuelve a colocar el aislamiento en la cabeza del cilindro para que sea adiabático y el gas continua efectuando trabajo sobre los alrededores. Su expansión es lenta hasta que la temperatura desciende de T_H a T_L en cuasi equilibrio y sin fricción.

- c) Proceso 3-4 a T_L = constante, también conocido como Compresión Isotérmica Reversible. En este proceso se considera que el aislamiento ubicado en la cabeza del cilindro no se encuentra y se pueda estar en contacto con una fuente a temperatura T_L . Por medio de una fuerza externa el embolo realiza trabajo sobre el gas. Conforme se comprime el gas tiende a aumentar su temperatura de forma infinitesimal para que el calor fluya hacia el sumidero evitando que exista una variación de temperatura y manteniendo T_L constante para efectuar la transferencia de calor de manera reversible hasta llegar al punto 4. La cantidad de calor desechada al sumidero la consideramos como Q_L .
- d) Proceso 4-1 aumenta la temperatura de T_L a T_H, también conocido como Compresión Adiabática Reversible. En este proceso se vuelve a colocar el aislamiento en la cabeza del cilindro para que sea adiabático y el gas continúa comprimiéndose de manera reversible hasta lograr alcanzar T_H para regresar al estado inicial 1 y completar el ciclo.

El diagrama P-V es una manera grafica de expresar el ciclo de Carnot (Fig. 1.7), dado que el área bajo la curva nos muestra el trabajo realizado; el área bajo la curva 1-2-3 expresa el trabajo de expansión del gas realizado reversiblemente y el área bajo la curva 3-4-1 expresa el trabajo de compresión sobre el gas reversiblemente, por lo que la diferencia de estos dos trabajos encerrados en el área 1-2-3-4-1 es el trabajo neto obtenido por el ciclo. Aunque el ciclo de Carnot no es realizable, sirve de límite para poder tomarlo como referencia de que tan próximo estaríamos de llevar un ciclo a su capacidad máxima entre dos fuentes de temperatura.



Figura 1.7. – Ciclo de Carnot de una maquina térmica.

1.6 Ciclo de Carnot Inverso

Este ciclo también es conocido como Ciclo Frigorífico de Carnot pero es exactamente igual al ciclo de Carnot pero invertido, está compuesto de cuatro procesos reversibles, dos adiabáticos y dos isotérmicos. Para este ciclo se absorbe calor de una fuente de baja temperatura Q_L debido a la inyección de trabajo, lo que provoca desechar calor en una fuente de alta temperatura Q_H , como se muestra en el siguiente diagrama p-V. (Fig. 1.8).



Figura 1.8. – Ciclo inverso de Carnot.

- a) Proceso1-2, se realiza una expansión adiabática lo que conlleva a un descenso de temperatura del fluido.
- b) Proceso 2-3, se realiza una expansión isotérmica absorbiendo Q_L del sumidero.
- c) Proceso 3-4, Se realiza una compresión adiabática aumentando su temperatura de $T_{\rm L}\,a\,T_{\rm H}.$
- d) Proceso 4-1, se comprime isotérmicamente y cede calor Q_H a la fuente de alta temperatura.

El diagrama P-V es una manera grafica de expresar el ciclo inverso de Carnot (Fig. 1.8), dado que el área bajo la curva nos muestra el trabajo realizado; el área bajo la curva 1-2-3 expresa el trabajo de expansión del gas realizado reversiblemente y el área bajo la curva 3-4-1 expresa el trabajo de compresión sobre el gas reversiblemente, por lo que la diferencia de estos dos trabajos encerrados en el área 1-2-3-4-1 es el trabajo necesario para retirar calor de una zona de baja temperatura y desechar calor en una fuente de alta temperatura es decir, de manera inversa al ciclo de Carnot.

1.7 Eficiencia Térmica

La eficiencia térmica de una maquina está dada en función del trabajo neto de salida y el calor total que se suministra para producir ese trabajo.

Para analizar el trabajo neto se parte de los datos de transferencia de calor y especificando que el ciclo trabaja dentro de un sistema cerrado, por eso el cambio de energía interna (ΔU) es igual a cero y así el trabajo neto de salida es igual a la diferencia entre el calor de entrada y el de salida:

$$W_{neto} = Q_{ent} - Q_{sal}$$
(1.1)

Donde:

 Q_{sal} - Será la energía desechada de la máquina térmica la cual nunca es cero. Q_{ent} - Será la energía suministrada a la máquina térmica desde una fuente de alta temperatura.

En una forma común de representar la eficiencia térmica, esta deberá ser directamente proporcional a la salida deseada e inversamente proporcional a la entrada requerida

$$Eficiencia = rac{Salida \ Deseada}{Entrada \ Requerida}$$

En el caso de una maquina térmica, la eficiencia térmica está relacionada de la siguiente forma.

$$Eficiencia Termica = \frac{Salida Neta de Trabajo}{Calor Total que Entra}$$

$$n_t = \frac{W_{neto,sal}}{Q_{ent}} \tag{1.2}$$

O también en función de los calores:

$$n_t = \frac{Q_{ent} - Q_{sal}}{Q_{ent}} = 1 - \frac{Q_{sal}}{Q_{ent}}$$
(1.3)

La eficiencia térmica en un refrigerador o también llamada coeficiente de funcionamiento (COP_r) se expresa de la siguiente forma.

$$COP_r = \frac{Salida \, Deseada}{Entrada \, Requerida} = \frac{Q_L}{W_{neto,ent}} \tag{1.4}$$

O también en función de los calores.

$$COP_r = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L^{-1}}$$
(1.5)

Donde:

Q_H - Es la magnitud del calor liberado al ambiente caliente a temperatura T_H.

 Q_L - Es la magnitud el calor extraído del espacio refrigerado a temperatura T_L

1.8 Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor tiene cuatro componentes: Evaporador, compresor, condensador, y válvula de expansión (o estrangulamiento) (Fig. 1.9).



Figura 1.9. – Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

- Compresor: Es el elemento que suministra energía al sistema. El refrigerante llega en estado gaseoso al compresor y aumenta su presión.
- Condensador: El condensador es un intercambiador de calor, en el que se disipa el calor absorbido en el evaporador y el calor que proporciona el compresor al refrigerante. En el condensador el refrigerante cambia de fase pasando de gas a líquido.
- Válvula de expansión: El refrigerante líquido entra en el dispositivo de expansión donde reduce su presión. Al reducirse su presión se reduce bruscamente su temperatura.
- Evaporador: El refrigerante a baja temperatura y presión pasa por el evaporador, que al igual que el condensador es un intercambiador de calor, y absorbiendo el calor del recinto donde está situado. El refrigerante líquido que entra al evaporador se transforma en gas al absorber el calor del recinto.

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor consiste en cuatro procesos (Fig. 1.10).



Figura 1.10. – Diagrama T-s y diagrama p-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

1-2 Compresión isoentrópica en un compresor

Entra vapor saturado al compresor adiabáticamente y se comprime isoentropicamente (igual Entropía S=constante) hasta llegar a la presión del condensador aumentando la temperatura del refrigerante a un valor mayor que la del medio circundante.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador.

Entra en el condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado.

3-4 Estrangulamiento en una válvula de expansión.

El refrigerante líquido saturado se expande adiabáticamente (sin transmisión de calor dQ = 0) e isentálpica (igual Entalpía H=constante).

4-1 Adición de calor a presión constante en el evaporador.

Se evapora el refrigerante de forma isotérmica (igual temperatura) e isobárica (igual presión P= constante) absorbiendo calor del espacio refrigerado.

1.9 Condición saturada, subenfriada y sobrecalentada

1.9.1 Temperatura de saturación

Es aquella temperatura de un fluido que cambia de la fase liquida a la fase de vapor o a la inversa de la fase de vapor a la fase liquida se le llama temperatura de saturación. La temperatura de saturación del liquido (la temperatura a la cual el liquido se vaporiza) y la temperatura de saturación del vapor (la temperatura a la cual el vapor se condensa) son las mismas para cualquier presión conocida.

Para una presión dada, la temperatura de saturación es la temperatura máxima que puede tener un líquido y la temperatura mínima que puede tener un vapor. Al elevar la temperatura de un líquido arriba de la temperatura de saturación traerá como consecuencia la vaporización de una parte del líquido y de forma análoga cualquier intento para reducir la temperatura de un vapor debajo de la temperatura de saturación, traerá como resultado la condensación de una parte del vapor.



Figura 1.11. - Curva típica del punto de ebullición [6]

La figura 1.11, es una curva típica del punto de ebullición. Se observa que una sustancia puede existir como un líquido subenfriado o un vapor sobrecalentado, a muchas temperaturas con una presión dada, pero solo puede existir como un líquido o vapor saturado a una sola temperatura con una presión dada.

1.9.2 Liquido subenfriado.

Después de la condensación, el liquido resultante es enfriado de tal manera que su temperatura este por debajo de la temperatura de saturación, se dice que el liquido esta subenfriado. Por ende un líquido a cualquier temperatura inferior a la temperatura de saturación es un líquido subenfriado.

1.9.3 Vapor sobrecalentado.

Un vapor a cualquier temperatura arriba de su temperatura de saturación correspondiente a su presión es conocido como vapor sobrecalentado. Una vez haya sido convertido en vapor, la temperatura de vapor resultante podrá ser incrementada mediante la adición de energía y este aumenta su temperatura respecto a la temperatura de saturación, el vapor se dice que esta sobrecalentado y la energía suministrada para sobrecalentar el vapor comúnmente se le conoce como sobrecalentamiento.

1.9.4 Efecto refrigerante.

Al disminuir la presión súbitamente de un líquido puede hacer que este hierva y absorba calor de sus alrededores, por lo que da como resultado un proceso de refrigeración.

Es decir cuando una sustancia se encuentra en estado líquido, ocurre que si la presión circundante se hace disminuir súbitamente a un valor inferior al de su presión de saturación, el líquido empezara a hervir vigorosamente, para pasar al estado gaseoso.

La velocidad de las moléculas es suficientemente alta para permitirles que escapen a la presión más baja, la ebullición enfriara la sustancia a la temperatura de saturación correspondiente a la presión más baja. Cuando el liquido hierve, absorbe su correspondiente calor latente de vaporización de cualquier cuerpo circúndate, enfriándolo.

1.10 Sistemas de refrigeración actuales

En los países en desarrollo, los equipos de refrigeración y aire acondicionado tienen un alto consumo de energía eléctrica, de ahí la importancia de optimizar su funcionamiento y minimizar la energía que demandan. Esto trae un beneficio directo al consumidor ya que podrán reducir el pago de energía eléctrica, mejorando así su economía y obteniendo una mejora de la operación de sus instalaciones empleando productos que, además de ahorradores, son seguros y confiables.

Sin embargo en la actualidad las aplicaciones de la refrigeración se basan en el sector comercial, industrial, domestico, aire acondicionado y transporte. Para ello se ocupan principalmente dos tipos de sistema de refrigeración: sistema por compresión de vapor y sistema de absorción (Figura 1.12).



Fig.1.12 Principales tipos de sistemas de refrigeración y sus usos [6]

La refrigeración por absorción es similar al ciclo de vapor-compresión en el cual se emplea un refrigerante volátil, por lo común amoniaco o agua, el que alternativamente se vaporiza bajo la presión baja en el evaporador absorbiendo calor latente del material que está siendo enfriado y se condensa a la presión alta que se tiene en el condensador entregando el calor latente al medio condensante.

La principal diferencia entre los ciclos de absorción y de vapor compresión es la fuerza motivante que hace circular al refrigerante a través del sistema y que proporciona el diferencial de presión necesario entre los procesos vaporizante y condensante. En el ciclo de absorción el compresor de vapor empleado en el ciclo de compresión del vapor es remplazado por un absorbedor y un generador, el cual realiza todas las funciones que efectúa el compresor en el ciclo de compresión de vapor. Además, mientras que la energía de entrada requerida en el ciclo de vapor-compresión es suministrada por el trabajo mecánico del compresor, la energía de entrada en el ciclo de absorción es en forma de calor suministrada directamente al generador (Figura 1.13).



Fig.1.13 Ciclo básico de refrigeración por absorción. [7]

1.11 Tendencias del incremento de eficiencia

Hoy en día en el campo de la refrigeración se han hecho diferentes mejoras entre algunas de ellas podemos encontrar:

Una de las aplicaciones usadas a los sistemas de refrigeración domésticos ha sido la de variar la inclinación del condensador en ángulos positivos (Figura 1.14) ya que altera el ciclaje del equipo, reduciendo el tiempo de funcionamiento del compresor, este fenómeno es asociado con la reducción de la presión de condensación y al incremento del flujo instantáneo del refrigerante[2].

En pruebas hechas [2] se ha comprobado una disminución en las temperaturas superficiales en el condensador, las cuales están directamente relacionadas con la presión de condensación. Esta trae consigo la alteración del ciclo de refrigeración obteniéndose un ahorro de energía. Hasta el día de hoy los resultados arrojan un ahorro del 10% de energía al hacer una inclinación del condensador de 6° que motiva a mejorar la convección libre del aire.



Fig.1.14 Consumo diario para diferentes ángulos de inclinación del condensador. [2]

Otros datos relevantes que motivaron a esta tesis son los estudios de la factibilidad de usar la termoelectricidad para incrementar el COP de refrigeradores convencionales [14]. Esto fue realizado considerando que opera con un refrigerante 134a como fluido de trabajo en sistema de refrigeración mecánico donde las presiones de operación se mantuvieron entre 0.14 y 0.8MPa, con un flujo másico de refrigerante de 0.05 kg/s.

Los resultados del análisis energético para el ciclo ideal y el ciclo con subenfriamiento arrojan valores interesantes los cuales son observados en la figura 1.18, donde se muestra el diagrama presión-entalpia sobre el cual se encuentran dibujados los ciclos termodinámicos como lo son: el sistema sin subenfriamiento representado por una línea interrumpida roja y el sistema con 18 °C de subenfriamiento representado con una línea interrumpida amarilla. Con esto se lograría tener un sistema de refrigeración independiente de la temperatura del medio ambiente y que opere la mayor parte del tiempo con los coeficientes de operación más altos.



Fig.1.15 Diagrama P-h de refrigerante 134-a para la capacidad del condensador [14]

En consecuencia el coeficiente de operación (COP) aumenta de 3.96 a 4.66, es decir un 17.67% respecto al sistema sin subenfriamiento (Figura. 1.15).

El mismo estudio [14] arroja valores de un análisis exegético, bajo las condiciones de no subenfriamiento se tiene una valor de 1.255 W/K mostrado en la tabla 1.1. Para el caso en el que se considera se subenfria 18 °C a la salida del condensador (tabla 1.2), el valor de generación de entropía total es de 1.05 W/K. En consecuencia a la entropía generada (Sgen_{total}) disminuye un 16.35% respecto al sistema sin subenfriamiento.

Tabla 1.1 Resultados de la entropía obtenidos para el sistema ideal de refrigeración sin subenfriamiento. [14]

S ^{COND} =	0.14533	W/K
S ^{EVAP} =	0.03162	W/K
S ^{COMP} =	0.00000	W/K
S ^{EXP} =	1.07900	W/K
S _{TOTAL} =	1.25594	W/K

Tabla 1.2 Resultados de la entropía obtenidos para el sistema ideal de refrigeración co	on 18
°C de subenfriamiento. [14]	

S ^{COND} =	0.03093	W/K
S ^{EVAP} =	0.51000	W/K
S ^{COMP} =	0.00000	W/K
S ^{EXP} =	0.51000	W/K
S _{TOTAL} =	1.05093	W/K

También el estudio de la aplicación de la termoelectricidad para aumentar el COP de refrigeradores convencionales [15] apoya esta tesis. Basado en un refrigerante 134a como fluido de trabajo en sistema de refrigeración mecánico donde las presiones de operación se mantuvieron entre 0.14 y 0.8MPa, con un flujo másico de refrigerante de 0.05 kg/s. En las tablas 1.3 y 1.4 se muestran los resultados obtenidos para el ciclo ideal de refrigeración y el ciclo ideal con 18 °C de subenfriamiento respectivamente.

Tabla 1.3 Resultados obtenidos para el ciclo ideal de refrigeración. [15]

Qevap (kW) =	7.131
Wcomp (kW)=	1.8005
Qcond (kW) =	8.9315
COP =	3.9606

Qevap (kW) =	8.4025
Wcomp (kW)=	1.8005
Qcond (kW) =	8.9315
COP =	4.6668

Tabla 1.4 Resultados obtenidos para el ciclo ideal con 18 °C de subenfriamiento. [15]

Al aumentar el COP nos da como ventaja reducir el tamaño del condensador lo que a su vez ayudaría a disminuir la caída de presión y se pueden regular las temperaturas requeridas de subenfriamiento dependiendo las condiciones de operación del refrigerador.

En este capítulo se describieron los principios básicos de la refrigeración por compresión de vapor, también se presentaron los respectivos diagramas termodinámicos, así como las mejoras que existen para la refrigeración y nuevas tendencias. En el siguiente capítulo asimilaremos los conceptos de refrigeración enfocados a los módulos Peltier, así como la composición de los módulos Peltier, su funcionamiento y capacidades comparadas a un sistema refrigeración por compresión.

CAPÍTULO II MÓDULOS TERMOELÉCTRICOS

En el presente capítulo se muestra la composición y principios de funcionamiento de los módulos termoeléctricos, así como su comportamiento, las ecuaciones, también las ventajas y desventajas de utilizar estos dispositivos como sistemas de refrigeración.

2.1 Módulo Peltier

En 1834 el físico francés Jean Charles Peltier descubrió el efecto termoeléctrico que lleva su nombre en el curso de sus investigaciones sobre la electricidad [3].

Este interesante fenómeno se mantuvo reducido a algunas pequeñas aplicaciones hasta recientemente en que se comienzan a utilizar sus posibilidades con más frecuencia.

La construcción de los módulos Peltier se basa en la metalurgia de polvo que se define como el proceso por el que los polvos son compactados y después sinterizados a temperaturas elevadas para obtener una estructura de grano bien definida. La compactación puede ocurrir a temperatura ambiente o a temperaturas elevadas.

Las técnicas de la metalurgia de polvo son usadas para fabricar una variedad de materiales termoeléctricos comunes, incluyendo Silicón-Germanio (SiGe) y telurio de plomo (PbTe) también se ha investigado el telurio de bismuto (Bi_2Te_3) el cual es el sistema base para la fabricación de módulos Peltier.

En un módulo Peltier no existen partes móviles, lo que lo lleva a tener gran ventaja sobre otros sistemas convencionales de refrigeración (Fig. 2.1).



Figura 2.1.- Esquema de conexión de un módulo Peltier.

El módulo Peltier presenta ciertas analogías con un sistema de refrigeración por compresión de vapores. En los módulos Peltier el transporte de calor lo realizan los electrones y los huecos que son los portadores de carga eléctrica. Los electrones y huecos hacen la misma función que el gas refrigerante de los sistemas convencionales de refrigeración, con ventajas como bajo mantenimiento y larga vida útil. Su principal desventaja es que no maneja grandes cargas de refrigeración.

La física del estado sólido ha desarrollado algunos semiconductores donde las distribuciones electrónicas se controlan artificialmente agregando impurezas.

Según el elemento de la impureza, el material se convierte en un semiconductor **tipo-P** donde los portadores de carga son positivos, o **tipo-N** donde son portadores negativos.



Figura 2.2.- Semiconductor tipo N y tipo P.

El transporte o movimiento de calor lo llevan a cabo los electrones o los huecos, eso depende de la calidad o características del material semiconductor. El calor es absorbido de la cara fría cuando la aplicación de carga eléctrica es suministrada y cedida en la otra placa.

2.1.1 Conexión eléctrica y térmica de los módulos termoeléctricos.

Un módulo termoeléctrico también es llamado célula de efecto Peltier, y es debido a la unión de varios semiconductores; un semiconductor tipo N conectado a un semiconductor tipo P, forman una pareja y la unión de varias parejas de semiconductores forman una célula. La conexión de una célula es eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo (Fig. 2.3), además de estar cubiertas por ambos lados por unas placas de cerámica metalizadas con características muy recomendables para este trabajo, ya que son ideales para el montaje sobre superficies metálicas y evitan alguna fuga o corto circuito, además se comportan como conductores térmicos.



Figura 2.3.- Diagrama de conexión eléctrica y térmica.

La corriente eléctrica que pasa por un par hace el doble de transporte de calor, es decir, absorbe calor en las caras frías de una pareja de semiconductor tipo N y P y disipa en las caras calientes de los mismos.

El rendimiento se incrementa con este tipo de arreglos, debido a que las conexiones siguen siendo térmicamente en paralelo y eléctricamente en serie.

El semiconductor tipo P es cargado con ciertos átomos que tienen pocos electrones necesarios para completar los enlaces atómicos dentro del cristal (Fig. 2.4). Cuando un voltaje es aplicado, hay una tendencia para que la conducción de electrones complete los enlaces atómicos. Cuando la conducción de los electrones hace esto, estos dejan "espacios" que esencialmente son los átomos dentro del cristal que ahora tienen cargas positivas locales. Los electrones entonces están cayendo continuamente adentro y siendo bombeados fuera de los espacios y moviéndose al siguiente espacio disponible. En efecto, estos espacios están actuando como los portadores eléctricos.

Ahora, los electrones se mueven mucho más fácilmente en los conductores de cobre pero no tan fácilmente en los semiconductores. Cuando los electrones salen del tipo-N y entran en el cobre en el lado-frío, los espacios se crean en el tipo-P mientras que los electrones saltan a un nivel de energía más alta para igualar el nivel de energía de los electrones que se están moviendo en el cobre. La energía adicional para crear estos espacios es por la absorción de calor. Mientras tanto, los huecos creados recientemente viajan hacia abajo del cobre en el lado caliente. Los electrones del cobre del lado-caliente se trasladan al tipo-P y caen en los espacios, liberando el exceso de energía en forma de calor.

El semiconductor tipo-N se carga con los átomos que proporcionan más electrones que necesitan completar los enlaces atómicos dentro del cristal. Cuando un voltaje es aplicado, estos electrones adicionales se trasladan fácilmente dentro de la banda de conducción y realizan una trayectoria de la base de la placa a la otra placa pasando por el semiconductor N; en este proceso hay una absorción de calor de la "cara fría", mientras que en la otra placa por la energía o voltaje aplicado hay una liberación del mismo, llamada "cara caliente"

El transporte o movimiento de calor lo llevan acabo los electrones o los huecos, eso depende de la calidad o características del material semiconductor. El calor es absorbido de la cara fría cuando la aplicación de carga eléctrica es suministrada y cedida en la otra placa.

La explicación anterior es imprecisa pues no cubre todos los detalles, sino que sirve para explicar en otras palabras cuáles son las interacciones físicas del proceso. La cuestión principal es que el calor es absorbido siempre del lado frío de los elementos del tipo N y P, y el calor siempre se libera del lado caliente del elemento termoeléctrico. La capacidad de bombeo del calor de un módulo es proporcional a la corriente y es dependiente de la geometría del elemento, el número de pares, y características de los materiales.



Figura 2.4.- Conexión térmica / eléctrica de una pareja [5].

Si se unen varios pares conectados físicamente en serie, cuando se les proporcione el flujo de corriente eléctrica absorberán mayor cantidad de calor y liberarán también una cantidad mayor del mismo, de las superficies inferior y superior respectivamente. Nuevamente quedarán conectados en serie, pero térmicamente están conectados en paralelo.

En la figura 2.5 se muestra la unión de varios pares de elementos termoeléctricos con semiconductores N alternados con elementos semiconductores P. A las parejas se les nombra "m" y a los semiconductores "n", por lo que una "m" es igual a "2n"; y la unión de varias "m" forma un Módulo Peltier (MP) de su forma más simple.


Figura 2.5.- Unión de semiconductores.

2.2 Teoría y análisis

Se dará una breve introducción histórica al fenómeno de la termoelectricidad, tomando que cuando se pasa una corriente I a través del circuito se tienen presentes cuatro tipos de efectos termoeléctricos (efecto Seebeck, efecto Joule, efecto Peltier, efecto Thompson)[9]. Siendo nuestra importancia primordial el efecto Peltier mejor conocido como refrigeración termoeléctrica.

2.2.1 Efecto Seebeck

El efecto Seebeck (Fig. 2.6) es una propiedad termoeléctrica descubierta en 1821 por el físico alemán Thomas Johann Seebeck inversa al efecto Peltier. Este efecto provoca la conversión de una diferencia de temperatura en electricidad. Se crea un voltaje en presencia de una diferencia de temperatura entre dos metales o semiconductores diferentes. Una diferencia de temperaturas T_1 y T_2 en las uniones entre los metales A y B induce una diferencia de potencial V.



Figura 2.6.- Esquema del efecto Seebeck.

2.2.2 Efecto Peltier

El efecto Peltier (Fig. 2.7) es una propiedad termoeléctrica descubierta en 1834 por Jean Peltier, trece años después del descubrimiento de Seebeck. El efecto Peltier hace referencia a la creación de una diferencia de temperatura debida a un voltaje eléctrico. Sucede cuando una corriente se hace pasar por dos metales o semiconductores conectados por dos "uniones de Peltier". La corriente propicia una transferencia de calor de una unión a la otra: una se enfría en tanto que otra se calienta.

Una manera para entender cómo es que este efecto enfría una unión es notar que cuando los electrones fluyen de una región de alta densidad a una de baja densidad, se expanden (de la manera en que lo hace un gas ideal) y se enfría la región.

Cuando una corriente I se hace pasar por el circuito, el calor se genera en la unión superior (T_2) y es absorbido en la unión inferior (T_1) . A y B indican los materiales semiconductores.



Figura 2.7.- Esquema del efecto Peltier.

2.2.3 Efecto Joule

La más conocida interacción entre un fenómeno eléctrico, la conducción de corriente eléctrica, y su fenómeno térmico asociado, el calentamiento del conductor por el que circula la corriente, es el Efecto Joule. La materia ofrece cierta "resistencia" al movimiento de los electrones, los cuales ceden energía cinética al entorno en los sucesivos choques. Esta energía proporcionada por los electrones se disipa en forma de calor.

2.2.4 Efecto Thomson

El efecto Thomson (Fig. 2.8) consiste en la absorción o liberación de calor por parte de un conductor eléctrico homogéneo, con una distribución de temperaturas no homogénea, por el que circula una corriente.



Figura 2.8.- Esquema del efecto Thomson.

2.3 Análisis de la refrigeración termoeléctrica

El efecto Seebeck (Fig. 2.9) para una pequeña diferencia de temperatura entre la unión de dos materiales A y B, la variación de voltaje desarrollado es proporcional a la diferencia de temperatura y está dada por:

$$\Delta V = \alpha_{\rm AB} \ \Delta T \tag{2.1}$$

Donde:

- ΔV = Diferencia del voltaje desarrollado en el circuito
- α_{AB} = Coeficiente relativo de Seebeck(la diferencia entre los coeficientes absolutos de Seebeck para los materiales A y B).
- ΔT = La diferencia de temperatura entre las uniones A y B



Figura 2.9.-Efecto Seebeck.

En la práctica, el coeficiente absoluto de Seebeck, α de un material es determinado con respecto a un material como el plomo, en el que el coeficiente de Seebeck es insignificante.

En metales, α no excede 0.00005 Volt/°C en semiconductores disponibles para aplicaciones termoeléctricas, α es típicamente entre 0.0002 a 0.0003 Volt/°C.

En el efecto Peltier (Fig. 2.10), el mismo circuito compuesto de materiales A y B pero ahora con una batería que esta fluyendo una corriente directa, I. En la unión entre dos materiales diferentes, el calor incrementa o es absorbido en una unidad de tiempo proporcional al flujo de corriente y está dada por:

$$Q = \pi_{AB} I \tag{2.2}$$

Donde:

Q = Calor desarrollado o absorbido por unidad de tiempo, Watts

 π_{AB} = Coeficiente relativo Peltier para materiales A y B

I = Flujo de corriente directa, Ampers



Figura 2.10.- Efecto Peltier.

Posteriormente Lord Kelvin, mediante la realización de un análisis termodinámico de un circuito termoeléctrico, mostrando una relación existente entre α y π :

$$\pi = \alpha T \tag{2.3}$$

Donde:

T = Temperatura absoluta, Kelvin

Por lo tanto, el calor absorbido o desarrollado por unidad de tiempo en la unión entre dos materiales diferentes esta dado por:

$$Q = \alpha_{AB} I T$$
 (2.4)

Aunque termodinámicamente no es aceptada la derivación de Kelvin de su bien conocida relación por que el considero el efecto reversible, un tratamiento más riguroso, para aplicaciones termodinámicas irreversibles, conduce a los mismo resultados.

Las superficies relativamente frías y calientes (Fig. 2.10) son el resultado del fenómeno básico de transporte de calor llamado el efecto Peltier.

Hay dos efectos adicionales presentes en un circuito termoeléctrico ideal que limita su rendimiento.

1.- El efecto de calentamiento de Joule que ocurre a través de dos materiales

2.- La conducción de calor entre las dos uniones, una inevitable consecuencia de obtener una diferencia de temperatura.

2.4 Rendimiento Termoeléctrico.

Un circuito completo consiste de dos materiales termoeléctricos diferentes esta referenciado como un par de elementos semiconductores. Un par típico es mostrado en la figura 2.4. Los dos materiales son representados por "N" y "P". El tipo N tiene un coeficiente Seebeck negativo y un exceso de electrones. El tipo P tiene un coeficiente Seebeck positivo una deficiencia de electrones. La corriente es mostrada en la dirección convencional y los electrones fluyen en la dirección opuesta. Mientras hay un total de 4 conexiones entre los materiales termoeléctricos y conductores de cobre, pero únicamente hay dos uniones termoeléctricas: la superior o fría en la que el calor es absorbido y la inferior o caliente en la que el calor es disipado. Si la dirección de la corriente fuese invertida la unión superior podrá disipar el calor y la inferior podrá absorber calor.

El gradiente de temperatura entre la unión caliente y fría no es linear debido a la producción de calor de Joule en cada semiconductor. El calor conducido hasta la unión fría esta dado por:

$$C\Delta T + 0.5 (I^2 R)$$
 (2.5)

Donde:

C = conductancia térmica de un par de semiconductores, Watts/°C

R = Resistencia eléctrica de un par de semiconductores, Ohms

El calor dejado en la unión caliente por conducción es:

$$C\Delta T - 0.5 (I^2 R)$$
 (2.6)

Esto puede ser demostrado para deducir el flujo de calor en una barra de material en el cual el calor se produce en virtud de un paso de la corriente eléctrica a través de este. Mientras que en sus dos extremos se mantienen a diferentes temperaturas.

Al considerar la condición de estado estacionario en la unión fría y la potencia total de entrada, las características de una pareja se pueden deducir las siguientes suposiciones son hechas:

- (1) Los parámetros α , resistividad y k (conductividad térmica) de los materiales son independientes de la temperatura.
- (2) El intercambio de calor entre los pares y su medio ocurre únicamente en las uniones calientes y frías.
- (3) La resistencia eléctrica de las conexiones de los conductores de cobre y de los contactos entre el cobre y el semiconductor es insignificante.

Cuando un estado de equilibrio está establecido en la unión fría, la refrigeración Peltier es igual al calor conducido al par de semiconductores, más el calor ambiental absorbido (calor útil bombeado).

$$\begin{aligned} \alpha_{pn} \ T_C \ I &= C \Delta T + 0.5 \ (I^2 R) + Q_i \\ O \qquad Q_i &= \alpha_{pn} \ T_C \ I - C \Delta T - 0.5 \ (I^2 R) \end{aligned}$$

Donde:

 $Q_i =$ Índice de calor absorbido en la unión fría, Watts

 $\alpha = \alpha_{pn} = \alpha_p - \alpha_n = La$ diferencia entre los coeficientes absolutos de Seebeck de los materiales P y N.

 $\Delta T = (T_h - T_c) = Diferencia de temperatura de operación °C$

 T_h = Temperatura de la unión caliente, Kelvin

 T_c = Temperatura de la unión fría, Kelvin

 $R = R_n + R_p$ Resistencias eléctricas del par de semiconductores, Ohm

 $C = C_n + C_p$ Conductancias térmicas del par de semiconductores, Watts/°C

La resistencia del par de semiconductores es:

$$R_{n} = Q_{n} (L_{n}/A_{n}) y R_{p} = Q_{p} (L_{p}/A_{p})$$
(2.8)

Donde:

 Q_n , Q_p = Resistencia eléctrica de el par de semiconductores, Ohm cm L_n , L_p = Longitud del par de semiconductores, cm A_n , A_p = Áreas de sección transversal del par de semiconductores, cm² Las conductancias térmicas son:

$$C_n = K_n (A_n / L_n) y C_p = K_p (A_p / L_p)$$
 (2.9)

Donde:

 K_n , K_p = Conductividades térmicas del par de piernas, W/ °C

La potencia requerida para obtener el índice de enfriamiento mostrado en la ecuación 2.7 es:

$$W = IV = I (IR + \alpha \Delta T)$$
(2.10)

Donde:

W = Potencia de entrada, Watts

V = Voltaje aplicado, Volts

El voltaje aplicado es la suma de dos términos, la caída de tensión que ocurre en un conductor eléctrico, más el que se requiere para superar la tensión de Seebeck.

El coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración termoeléctrica es el mismo como para cualquier otro sistema de refrigeración, o el índice de enfriamiento dividido por la potencia de entrada:

$$\emptyset = \left(\frac{Q_i}{W}\right) = \frac{\alpha T_c I - 0.5 (I^2 R) - C\Delta T}{I^2 R + \alpha \Delta T I}$$
(2.11)

Donde:

Ø = Coeficiente de rendimiento, adimencional

Se puede demostrar que, con el fin de maximizar Q_i , es necesario tener una geometría específica del par de semiconductores. Esto es:

$$\frac{A_p/L_p}{A_n/L_n} = \sqrt{\binom{K_n Q_p}{K_p Q_n}}$$
(2.12)

El máximo coeficiente de rendimiento (CP) es obtenido por el uso de la ecuación 2.11 (incluyendo la geometría óptima del par de semiconductores de la ecuación 2.12) y diferenciando el CP con respecto a la I, igualando esta ecuación a cero y resolviendo para I nos da:

$$I_{\emptyset(max)} = \frac{\alpha \Delta T}{(M-1)R}$$
(2.13)

Y sustituyendo la ecuación 2.13 en la ecuación 2.11:

$$\phi_{max} = \frac{T_c}{T_h - T_c} x \frac{M - {\binom{T_h}{T_c}}}{M + 1}$$
(2.14)

Donde:

Y

$$M = \sqrt{1 + \left[\frac{\alpha^2}{\left(\sqrt{K_p Q_p} + \sqrt{K_n Q_n}\right)^2}\right] \left[\frac{(T_h + T_c)}{2}\right]}$$
(2.15)

Por lo tanto, $Ø_{(max)}$ solo depende de la operación de temperaturas, coeficiente de Seebeck, conductividad eléctrica, conductividad térmica de los materiales que comprenden el par de semiconductores. El valor de T_c/ Δ T representa el coeficiente de rendimiento de un proceso reversible. La expresión que contiene los parámetros de los materiales que se conoce como la figura de Merito de los pares de semiconductores, se denota como Z (en grados Kelvin) así:

$$Z = \frac{\alpha^2}{\left(\sqrt{K_p Q_p} + \sqrt{K_n Q_n}\right)^2}$$
(2.16)

En los parámetros termoeléctricos correspondientes son igual en cada material, Z se reduce a (α_p^2/K_pQ_p) o (α_n^2/K_nQ_n) y estas dos expresiones son iguales para cada uno. El valor de Z es el más importante parámetro general asociado con un material termoeléctrico. Cuando más alto sea, mejor será el rendimiento de un termocople o modulo termoeléctrico.

Es evidente de la ecuación 2.16 que un alto coeficiente de Seebeck, una baja resistencia eléctrica y una conductividad térmica baja son esenciales.

Substituyendo el valor de I en la ecuación 2.13 y 2.14 da el índice de bombeo de calor para condiciones de máximo CP:

$$Q_i \phi_{(max)} = \frac{2C\Delta T M [M - (T_h/T_c)]}{(M-1)[1 + (T_h/T_c)]}$$
(2.17)

La diferencia de temperatura obtenida con un termopar es determinada por la carga térmica y es máxima en condiciones sin carga ($Q_i = 0$) por lo tanto:

$$\Delta T_{(max)} = (1/C) \left[\alpha I T_c - 0.5 (I^2 R) \right]$$
(2.18)

Diferenciando la ecuación 2.18 con respecto a la corriente, obtenemos la corriente óptima es:

$$I = (\alpha T_c/R) \tag{2.19}$$

$$\Delta T_{(max)} = 0.5(ZT_{C}^{2})$$
 (2.20)

Por lo tanto, como el coeficiente máximo de rendimiento, la diferencia de temperatura máxima depende de la temperatura y la figura de Merito. El máximo calor bombeado por una pareja para una diferencia de temperatura dada se obtiene mediante la ecuación 2.7 y diferenciándola con respecto a I. La corriente para esta condición es $IQ_{i(max)} = (\alpha T_c/R)$, lo mismo para el máximo ΔT , sustituyendo este valor de corriente dentro de la ecuación 2.7:

$$\begin{aligned} Q_{i(max)} &= 0.5 \ (\alpha^2 T_c^{\ 2}/R) - C\Delta T \\ O \\ Q_{i(max)} &= C(0.5(ZT_c^{\ 2}) - \Delta T) \end{aligned} \tag{2.21}$$

El coeficiente de rendimiento para el máximo calor bombeado es encontrado por la sustitución del valor de I en la ecuación 2.19 y la ecuación 2.11:

Los parámetros individuales típicos son los siguientes:

 $\alpha = 0.00021 \text{ Volt/}^{\circ}\text{C}$

Q = 0.001 Ohm cm

 $K = 0.015 \text{ Watt/}^{\circ}\text{C cm}^2$



Figura 2.11.- Figura de Merito Z.

En la siguiente figura 2.11 se muestra la variación del rendimiento de conversión de un sistema termoeléctrico en condiciones ideales de funcionamiento de la figura de Merito.

Por citar un ejemplo, si Z = 0.008 y una diferencia de temperatura de 10 °C, el rendimiento de conversión es 8%, lo que significa que el 8% del calor que atraviesa el material será convertido en electricidad, o bien que el calor extraído por el elemento refrigerador corresponderá al 8% de la potencia eléctrica empleada.

2.5 Simulación de las condiciones a la salida del condensador

Para poder hacer referencia del modulo termoeléctrico aplicado al ciclo de refrigeración descrito en el capítulo 3, del cual se tomaron valores de presión, temperatura, y flujo a la salida del condensador para lo cual sirvieron de tal forma para adecuar estos valores y mantenerlos por un tiempo necesario en una caldera, que se describe en la figura 5.1



Fig. 2.12 Esquema de caldera.

De la figura 2.12, el punto 1 es la caldera que por el gran tamaño nos permite mantener la temperatura fija simulando la temperatura constante a la salida del condensador, el punto 2 es la bomba que nos dará la presión necesaria en la tubería, el punto 3 son las resistencias para calentar el agua y por último el punto 4 es el tablero de encendido de la caldera y bomba.

La instrumentación requerida para mantener las condiciones a la salida del condensador necesaria fueron: dos manómetros, un rotámetro, dos fuentes de alimentación, dos multímetros y dos sensores de temperatura conectados a un circuito de amplificación que se explicará en el capítulo 4.

Estos instrumentos fueron necesarios para mantener y lograr un control de los parámetros de subenfriamiento en el ciclo de refrigeración antes mencionado, la figura 2.13 muestra la instrumentación mencionada.



Fig. 2.13 Instrumentación.

De la figura 2.13, el punto 1 es el rotámetro utilizado para regular el flujo y mantenerlo a las mismas condiciones de la salida del condensador, el punto 2 son manómetros para monitorear la presión de entrada y salida del modulo termoeléctrico, el punto 3 es una fuente de alimentación con 24 V DC de salida y 20 A (datos de especificación se encuentran en el anexo 3), el punto 4 es el modulo termoeléctrico para enfriar liquido (datos de especificación se encuentran en el anexo 3), el punto 3, el punto 5 son multímetros utilizados para medir la temperatura de entrada y salida en forma de volts obtenida del circuito de amplificación, el punto 6 son sensores de temperatura de precisión LM35 modificados para ser sumergidos en agua (datos de especificación se encuentran en el anexo 3), el punto 7 es el circuito de amplificación utilizado para amplificar la señal de los sensores debido a que estos dan una salida de señal en mili volts, el punto 8 es una fuente de alimentación utilizado ra amplificar la sensores des una fuente de alimentación utilizado para amplificar la sensores de sensores debido a que estos dan una salida de señal en mili volts, el punto 8 es una fuente de alimentación utilizada en las computadoras de 400 watts y de la cual obtenemos dos voltajes de: 12V y - 12V, para alimentar el amplificador operacional y los sensores de entrada y salida al modulo Peltier.

2.6 Ventajas y desventajas de los módulos termoeléctricos frente a refrigeradores convencionales

Ventajas:

- Fácil control de las temperaturas requeridas por medio de la variación de la corriente suministrada.
- Los módulos termoeléctricos tiene un tamaño y peso muy reducidos, por lo que puede ser útil para aplicaciones en las que no se disponga de mucho espacio o en las que el peso sea un requisito importante, como pueden ser sistemas portátiles.
- Bajo costo de mantenimiento, ya que al carecer de elementos móviles, no sufre desgaste y es menos probable una avería y son más silenciosos.
- Elevada vida útil en condiciones adversas, debido a la ausencia de elementos móviles.
- Bajo costo, con posibilidad de elegir entre una amplia gama de módulos, con características determinadas para cada tipo de aplicación.
- Gran fiabilidad, control preciso de la temperatura, ya que la cantidad de calor retirada es directamente proporcional a la corriente eléctrica.
- Posibilidad de trabajar en entornos hostiles, no importando su posición de operación, he incluso operara en el vacío.

Desventajas:

- La principal desventaja que tiene un módulo termoeléctrico es su baja capacidad para extraer calor en comparación con los dispositivos convencionales de refrigeración.
- Los módulos termoeléctricos son útiles sólo para ciertos tipos de aplicaciones.
- Es necesario estudiar la viabilidad de un modulo termoeléctrico según la aplicación requerida.

En este capítulo se presentó la historia de la termoelectricidad y la refrigeración por termoelectricidad. Se presentaron los métodos para el cálculo del COP del módulo termoeléctrico. Se describió la manera de cómo operan, aplicaciones y ventajas de los módulos termoeléctricos.

CAPÍTULO III INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

En este capítulo se verá la descripción de cada uno de los componentes de la instalación experimental y su funcionamiento, pruebas realizadas en esta instalación variando las propiedades del condensador, diferentes diagramas de presión-entalpia y temperatura-entropía para esta instalación experimental utilizando el refrigerante ISCEON MO49plus.

3.1 Descripción de la Instalación

El equipo usado en esta instalación es un Banco Entrenador de Refrigeración Industrial. Entre las diferentes características importantes que se pueden registrar se encuentran el flujo de refrigerante y diferentes presiones en el ciclo.

El funcionamiento del sistema se determina examinando su ciclo termodinámico, está representado por la serie completa de procesos o cambios físicos que experimenta el refrigerante en el sistema.

En cada componente del Banco Entrenador, cambian algunas propiedades físicas del refrigerante, a estos cambios se le conoce con el nombre de procesos. Debido a que el refrigerante circula en un circuito cerrado, a la serie de cambios se le llama ciclo. Esto es cuando el refrigerante retorna al mismo lugar en el sistema, recobra también la misma condición física. El refrigerante fluye a un régimen constante y sus propiedades en cualquier punto son las mismas.

En referencia a esto, debió a que el Banco cuenta con tres diferentes válvulas (expansión, automática y tubo capilar) para un evaporador y para el segundo evaporador trabaja con una válvula de expansión. Las mediciones realizadas se tomaron después un cierto tiempo dado que en los primeros minutos de trabajo el equipo tarda en estabilizarse y presenta perturbaciones. No obstante después de un breve periodo, se tienen unas nuevas condiciones uniformes y para este caso de estudio se trabajó únicamente con dos válvulas de expansión, una para cada evaporador.

El banco de pruebas se muestra de una manera grafica (Figura 3.1) y en su diagrama unifilar (Figura 3.2). A continuación se describe brevemente cada componente.



Fig. 3.1 Banco de pruebas.



Fig.3.2 Diagrama unifilar del banco de pruebas.

3.2 Leyes de refrigeración

Todos los sistemas de refrigeración dependen de 5 leyes térmicas [8]:

- 1. Los fluidos absorben calor mientras cambian de forma de un estado líquido a un estado de vapor. Los fluidos ceden calor en el cambio de vapor a líquido.
- 2. La temperatura en la que un cambio de estado ocurre es constante durante el cambio, siempre que la presión se mantiene constante.
- 3. Los flujos de calor van únicamente de un cuerpo de alta temperatura a un cuerpo de baja temperatura (calor a frio).
- 4. Las partes metálicas de las unidades de evaporación y condensación usan metales que tienen una alta conductividad de calor (cobre, latón y aluminio).
- 5. El calor y otras formas de energía se pueden transformar en otras. Por ejemplo, la electricidad puede ser convertida en calor; el calor en energía eléctrica; y el calor en energía mecánica.

3.3 Ciclo de Compresión

Un sistema de refrigeración consiste de un lado de alta presión y un lado de baja presión (Figura 3.3), un ciclo de refrigeración sigue estos pasos: de un recibidor de líquido refrigerante (de alta presión), va el flujo de refrigerante liquido a través del control del refrigerante. El control del refrigerante es un reductor de presión. El refrigerante se mueve dentro del evaporador. El evaporador esta a baja presión. Aquí el líquido refrigerante se vaporiza y absorbe calor. El vapor entonces entra al compresor como vapor de baja presión y sale como vapor de alta presión para entrar al condensador. En el condensador, el calor del refrigerante pasa al aire circundante, el refrigerante vuelve a ser líquido y este es almacenado en el recibidor para volver a empezar el ciclo.

En operación, el sistema transfiere calor de un lugar a otro, es decir este toma calor dentro del refrigerador para llevarlo al aire exterior. Para tener una transferencia de calor, debe haber una diferencia de temperatura, hay un lado de baja presión (calor absorbido) y un lado de alta presión (calor disipado).





3.3.1 Evaporador

El evaporador constituye (junto con el condensador) un ejemplo del tipo de equipo conocido como intercambiador de calor. Tiene como objetivo proveer una transferencia continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar, al flujo refrigerante (Figura 3.4).

El refrigerante entra a la tubería del evaporador a baja temperatura y baja presión, como resultado de la expansión que experimenta al pasar a través del dispositivo de control de flujo. Una pequeña porción del refrigerante se evapora debido a la súbita caída de presión y el refrigerante líquido entra al evaporador con su temperatura de saturación. Por consiguiente hervirá gradualmente a medida que recibe calor del aire, al pasar por el evaporador. En la mayoría de los tipos de evaporadores, el refrigerante ya hirvió en su totalidad al llegar a la salida del evaporador, y en muchos casos, puede ser hasta un vapor sobrecalentado, dependiendo de cuanto calor recibe y de cuanto refrigerante fluye.



Fig. 3.4 Evaporadores del banco de pruebas.

3.3.2 Acumulador

El acumulador es un dispositivo de seguridad que evita que el líquido refrigerante fluya en la línea de aspiración y en el compresor. Si el líquido refrigerante fluye dentro del compresor puede causar un golpeo considerable y dañar el compresor (Figura 3.5).



Acumulador

Fig. 3.5 Acumulador del banco de pruebas.

3.3.3 Compresor

La principal función del compresor es aumentar la presión de evaporización, hasta la presión a la cual el gas puede ser condensado, la presión debe aumentarse hasta alcanzar la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación (Figura 3.6).

La función principal del compresor produce algunas funciones secundarias, si bien son necesarias. La elevada presión de descarga proporciona la energía necesaria para hacer que el refrigerante circule a través de la tubería del equipo venciendo la resistencia de fricción. Además el gran diferencial de presión creado motiva la expansión súbita en el dispositivo de control de flujo, causando una caída de temperatura.



Fig. 3.6 Compresor del banco de pruebas

3.3.4 Separador de aceite

Los compresores de refrigeración obtienen su lubricación de una pequeña cantidad de aceite lubricante especial. Este aceite es colocado dentro del cárter del compresor o estructura, este es circulado a varias partes del compresor. En un sistema hermético, este aceite también lubrica los cojinetes del motor.

Cuando el compresor funciona, pequeñas cantidades de aceite son bombeadas con el vapor caliente. Una pequeña cantidad de aceite en todo el sistema no hace daño, pero si ingresa mucho aceite en el condensador, control refrigerante, evaporador y filtros interfiere con su operación.

Es posible separar el aceite del vapor caliente. Este consiste en colocar un separador de aceite (Figura 3.7) entre el escape del compresor y el condensador. El separador de aceite es un tanque o cilindro, este contiene una serie de deflectores o pantallas que colectan el aceite.

Un arreglo del flotador controla una válvula de aguja. Esto abre una línea de regreso del aceite en el cárter del motor del compresor. Cuando es el nivel de aceite bastante alto, el flotador se levanta y abre la válvula de aguja. La presión en el separador es considerablemente alta y hace que el aceite vuelva rápidamente al cárter del motor del compresor y las partículas de aceite muy pequeñas pasan dentro del sistema. Estos son más comúnmente usados en instalaciones comerciales grandes.



Fig. 3.7 Separador de aceite del banco de pruebas.

3.4.5 Condensador

El objeto del condensador en el sistema de refrigeración es remover calor del vapor refrigerante que sale del compresor, de manera que el refrigerante se condense a su estado líquido. El condensador es un intercambiador de calor, lo mismo que el evaporador. En el condensador, el calor se transfiere del refrigerante a un medio de enfriamiento, ya sea el aire o el agua. Como sucede en cualquier transferencia de calor, el medio enfriador debe estar a una temperatura más baja que el refrigerante.

El refrigerante siempre sale del compresor a una temperatura superior a su temperatura de saturación (de condensación); esto es, se halla sobrecalentado. En la primera parte del condensador tiene lugar la remoción del calor sensible (el vapor se enfría hasta su temperatura de saturación).

A continuación, la remoción adicional del calor condensa gradualmente el refrigerante (se remueve el calor latente). El tamaño del condensador puede ser justamente el adecuado, para que el refrigerante salga del condensador como un líquido saturado a su temperatura de condensación. Sin embargo en la mayoría de los casos, la superficie de transferencia de calor es suficiente para que el refrigerante liquido se subenfríe por debajo de su temperatura de saturación, antes de salir del condensador (Figura 3.8).



Fig. 3.8 Remoción del calor del refrigerante en un condensador. [6]

El condensador (Figura 3.9) debe remover todo el calor adquirido por el refrigerante en el sistema de refrigeración. Dicho calor consiste en el calor absorbido en el evaporador (procedente de la carga de refrigeración) más el calor que se adquiere al comprimir el gas refrigerante.



Fig. 3.9 Condensador del banco de pruebas.

3.3.6 Recibidor de líquido

El recibidor de líquido (Figura 3.10) es un tanque de almacenamiento del líquido refrigerante. El refrigerante es bombeado de varias partes y almacenado en el recibidor de líquido durante el servicio. Su uso hace que la cantidad del refrigerante en un sistema sea menos crítica.

Los recibidores de líquido son usualmente encontrados en sistemas que usan control de refrigerante por válvula de expansión o por flotador del lado de baja presión. Los sistemas de tubo capilar no usan recibidores de líquido, todo el refrigerante es almacenado en el evaporador durante la mayor parte del ciclo.

En la mayoría de los sistemas comerciales, el recibidor de líquido provee el líquido refrigerante. Esto asegura que en la línea de líquido el refrigerante este subenfriado y libre de burbujas de gas. El recibidor debe proporcionar suficiente espacio para el refrigerante durante el bombeo automático, para el propósito de descongelar y cuando un evaporador no está en uso.



Fig. 3.10 Recibidor de líquido del banco de pruebas.

3.3.7 Filtro secador de la línea de líquido

Es comúnmente práctico instalar un filtro de líquido (Figura 3.11) en la línea de líquido. Este es un pequeño depósito que atrapa la humedad, la suciedad, metales o residuos que pudieran encontrarse en el refrigerante. En el filtro el elemento de secado elimina la humedad. Esta humedad de otro modo podría congelarse en el control del flujo del refrigerante. La humedad también es perjudicial cuando es mezclado con aceite en el sistema ya que forma lodos y ácidos.

Algunos filtros de líquido son equipados con una mirilla que indica el nivel del refrigerante, algunas mirillas también contienen un químico que cambia de color. El cambio de color indica que el sistema tiene humedad.



Fig. 3.11 Filtro secador del banco de pruebas.

3.3.8 Tipos de control de flujo de refrigerante

El dispositivo de control de flujo debe realizar dos funciones en un sistema de compresión de vapor:

- 1. Debe regular el flujo del refrigerante líquido que se alimenta al evaporador, según sea la demanda.
- 2. Debe crear una caída de presión, del lado de alta al lado de baja del sistema. Esta caída de presión da por resultado la expansión del refrigerante que fluye, haciendo que una pequeña cantidad del mismo se evapore, de manera que se enfrié hasta la temperatura de evaporación.

En la mayoría de los casos, el dispositivo de control de flujo debe alimentar al evaporador el refrigerante líquido en la misma porción en que el compresor lo bombea desde el evaporador. Esto es el evaporador no debe sobrealimentarse ni subalimentarse. El dispositivo de control de flujo debe reaccionar ante un cambio en las condiciones, las que requieren a su vez un cambio en el flujo. Cuando aumenta la carga térmica en el evaporador, el dispositivo de control de flujo debe reaccionar y alimentar más refrigerante y debe reducir el flujo cuando disminuye la carga. Entre los dispositivos encontrados en nuestro banco de prueba son:

- Válvula de expansión termostática (Figura 3.12)
- Válvula de expansión automática (Figura 3.13)
- Tubo capilar (Figura 3.14)



Fig. 3.12 Válvula de expansión termostática usado en el banco de pruebas.



Fig. 3.13 Válvula de expansión automática usado en el banco de pruebas.



Fig. 3.14 Tubo capilar usado en el banco de pruebas.

3.3.9 Manómetros

Se utilizan para medir la presión que se encuentra en la línea de alta y la línea de baja. Se utilizan para comprobar el correcto funcionamiento del sistema (Figura 3.15).



Fig. 3.15 Manómetro usado en el banco de pruebas.

3.3.10 Válvula Solenoide

Se trata de una válvula accionada eléctricamente, que siempre se halla ya sea en una posición totalmente abierta o totalmente cerrada, y no regula en absoluto. La válvula tiene una bobina solenoide provista de una varilla de hierro dentro del núcleo. Cuando la corriente eléctrica energiza la bobina, que mueve a la varilla de hierro, esta varilla esta unida al vástago de la válvula, produciéndose así la apertura de la misma. Las válvulas solenoides se utilizan en los puntos donde se desea detener el flujo del refrigerante, como en las líneas de líquido provistas de control de reducción de presión (Figura3.16).



Fig. 3.16 Válvulas solenoides usadas en el banco de pruebas.

3.3.11 Rotámetro

Este es capaz de medir el flujo de refrigerante que circula por nuestro banco de pruebas (Figura 3.17).



Fig. 3.17 Rotámetro usado en el banco de pruebas.

3.4 Proceso térmico del ciclo de refrigeración

El diagrama p-h (figura 3.18) se muestra el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el cual indica la ubicación de cada proceso. El ciclo consiste de cuatro procesos, identificados como 1-2, 2-3, 3-4 y 4-1. Estos procesos son como sigue:

Línea	Proceso térmico	Equipo en donde ocurre	
1-2	Entalpia constante	Válvula de expansión	
2-3	Presión constante	Evaporador	
3-4	Entropía constante	Compresor	
4-1	Presión constante	Condensador	



Figura 3.18 Diagrama presión-entalpia.

3.5 Proceso en el dispositivo de control de flujo (a entalpia constante)

El punto 1 (figura 3.18) representa la condición del refrigerante que sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo, puesto que se supone que no tienen lugar cambios en la tubería. El refrigerante sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo como un líquido saturado a la temperatura de condensación.

Cuando el refrigerante fluye a través de la restricción en el dispositivo de control de flujo, su presión cae súbitamente hasta la presión del lado de baja, en 2. A este proceso se le llama a veces estrangulación o expansión. Debido a que el refrigerante fluye con gran rapidez ya que el dispositivo de control de flujo tiene una superficie muy pequeña, no existe prácticamente intercambio alguno de calor entre el refrigerante y el medio circundante. Puesto que no hay transferencia de calor de o hacia el refrigerante, no cambia su entalpia.

La línea 1-2 del proceso es por lo tanto una línea vertical (sin cambio de entalpia) que baja hasta la presión de evaporación (presión del lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación.

El refrigerante que entra al dispositivo de control de flujo es un líquido saturado a una temperatura relativamente alta (punto 1). A la salida del dispositivo de control de flujo se halla a una baja temperatura y es una mezcla de líquido y vapor (punto 2). Como el refrigerante no cede ningún calor al medio circundante y tiene la misma entalpia, esto ocurre debido a que una parte del líquido se evapora por causa de la súbita caída de presión.

3.6 El proceso en el evaporador (a presión constante)

Las condiciones en el punto 2 a la salida de la válvula de expansión se suponen que son las condiciones a la entrada del evaporador. Así mismo que no hay caída de presión a través del evaporador, porque es un proceso a presión constante.

La carga que se debe enfriar esta a una temperatura más elevada que la del refrigerante en el evaporador; por consiguiente el calor fluye a través de las paredes de los tubos del evaporador. Como el refrigerante liquido ya se encuentra en un estado saturado, el calor adquirido hace que se evapore cuando fluye por el evaporador.

La línea del proceso 2-3 en el evaporador es por consiguiente una línea horizontal (a presión constante) y dirigida hacia la derecha, puesto que el refrigerante gana calor y aumenta su entalpia. El refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado (punto 3).

3.6.1 Efecto de Refrigeración

El aumento de la entalpia del refrigerante en el evaporador se conoce como el efecto de refrigeración (E.R.) y se expresa en kJ/kg o Btu/Lb (figura 3.19).



Figura 3.19 Efecto de refrigeración.

Se le llama efecto de refrigeración debido a que representa así mismo la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada kilogramo o libra de refrigerante que fluye. Esto es:

$$E.R. = h_3 - h_2 = h_3 - h_1 \tag{3.1}$$

En donde:

$$\begin{split} E.R. &= efecto \ de \ refrigeración \\ h_3 &= entalpia \ del \ refrigerante \ a \ la \ salida \ del \ evaporador \\ h_2 &= h_1 = entalpia \ del \ refrigerante \ a \ la \ entrada \ del \ evaporador \end{split}$$

Para nuestro caso práctico utilizaremos la grafica 3.9 del anexo 1, en donde: Con el ventilador del condensador al 25%

 $\label{eq:h3} \begin{array}{l} h_3 = 377.69 \ kJ/kg \\ h_2 = h_1 = 235.85 \ kJ/kg \\ Utilizando la ecuación 3.1 \\ E.R. = h_3 - h_2 = h_3 - h_1 = 377.69 - 235.85 = 141.84 \ kJ/kg \end{array}$

Con el ventilador del condensador al 50%

 $\label{eq:h3} \begin{array}{l} h_3 = 377.40 \ kJ/kg \\ h_2 = h_1 = 232.73 \ kJ/kg \\ Utilizando la ecuación 3.1 \\ E.R. = h_3 - h_2 = h_3 - h_1 = 377.40 - 232.73 = 144.67 \ kJ/kg \end{array}$

Con el ventilador del condensador al 100%

$$\label{eq:h3} \begin{split} h_3 &= 377.10 \ \text{kJ/kg} \\ h_2 &= h_1 = 231.38 \ \text{kJ/kg} \end{split}$$

Utilizando la ecuación 3.1 E.R. = $h_3 - h_2 = h_3 - h_1 = 377.10 - 231.38 = 145.72$ kJ/kg

3.6.2 Capacidad de refrigeración

La capacidad de refrigeración se puede hallar a través del flujo másico que circula a través del sistema como se indica a continuación:

 $Q_L = (m) x (E.R.)$ (3.2)

Donde:

Q_L = Capacidad de refrigeración del sistema
m = flujo másico en kg/seg
E.R. = efecto de refrigeración en kJ/kg
Para el caso de estudio seguiremos usando la grafica 3.9 del anexo 1, en donde:

Con el ventilador del condensador al 25%

 $\label{eq:m} \begin{array}{l} m=0.023 \ kg/s \\ E.R. = 141.84 \ kJ/kg \\ Q_L = (0.023) \ x \ (141.84) = 3.26 \ kJ/s = 0.92 \ Ton \ de \ refrigeración \end{array}$

Con el ventilador del condensador al 50%

m = 0.0215 kg/s E.R. = 144.67 kJ/kg Q_L = (0.0227) x (144.67) = 3.28 kJ/s = 0.93 Ton de refrigeración

Con el ventilador del condensador al 100% m = 0.022 kg/s E.R. = 145.72 kJ/kg $Q_L = (0.0227) \times (145.72) = 3.31 kJ/s = 0.94$ Ton de refrigeración

3.7 El Proceso en el compresor (a entropía constante)

Se supone que no hay cambios, como la caída de presión o el intercambio de calor en la línea de succión. Por consiguiente la condición 3 del refrigerante a la salida del evaporador es así mismo, la condición a la entrada del compresor.

En el proceso de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante (llamado proceso adiabático); además no existe fricción. Se puede demostrar que en un proceso adiabático sin fricción no hay cambio en la entropía del gas, cuando este se comprime. Un proceso a entropía constante, se conoce también como un proceso isentropico.

La línea 3-4 del proceso a entropía constante se muestra en el diagrama p-h de la figura 3.20. Se traza una línea de entropía constante desde el punto 3, que corresponde a la condición de la entrada del compresor. La presión de descarga, a la salida del compresor es la presión de condensación, por lo tanto el punto 4, que corresponde a la condición de salida del compresor, se localiza en la intersección de las líneas de entropía constante y de presión de condensación.

Cuando se comprime el refrigerante, aumenta la presión, temperatura y entalpia como se ve en la figura 3 este valor resulta ser el calor de compresión (C.C.) el cual se define como el aumento de la entalpia del refrigerante, como resultado de la compresión.



Figura 3.20 Calor de compresión.

$$C.C. = h_4 - h_3$$

(3.3)

Donde:

C.C. = calor de compresión $h_4 - h_3$ = aumento de la entalpia del refrigerante en el compresor

Se requiere trabajo para accionar el compresor, a fin de comprimir el vapor refrigerante. Se deduce que la energía agregada al gas en forma de trabajo, aumenta en la misma cantidad el contenido de trabajo de energía del refrigerante en forma de entalpia. Esto es el trabajo de compresión es igual al calor de compresión, expresado en las mismas unidades.

Calculando según los valores obtenidos en la grafica 3.9 del anexo 1, en donde: Con el ventilador del condensador al 25% C.C. = (409.05)-(377.69) = 31.36 kJ/kgCon el ventilador del condensador al 50% C.C. = (408.13)-(377.40) = 30.73 kJ/kgCon el ventilador del condensador al 100% C.C. = (407.29)-(377.10) = 30.19 kJ/kg Es necesario determinar el trabajo requerido para accionar el compresor, está referido a la potencia que se puede hallar a partir del trabajo de compresión y del flujo másico, utilizando la siguiente ecuación:

W = C.C. x m
Donde:
W = potencia teórica requerida por el compresor
C.C. = trabajo de compresión
m = flujo másico

Para nuestro caso de estudio se encuentran referidos en la tabla 3.2 del anexo 1.

•	Con el ventilador del condensador al 25%	W = 0.72 kW
•	Con el ventilador del condensador al 50%	W = 0.70 kW
•	Con el ventilador del condensador al 100%	W = 0.69 kW

3.8 El proceso en el condensador (a presión constante)

El proceso a través del condensador es a presión constante, debido a que no hay caída de presión o intercambio de calor en la línea de descarga del gas caliente. Por consiguiente la condición 4 del refrigerante a la salida del compresor, es también la condición a la entrada del condensador.

Se remueve calor del vapor refrigerante sobrecalentado que entra al condensador, para primero reducir su temperatura al punto de saturación y luego condensarlo. Se provee con este fin un fluido de enfriamiento a una temperatura más baja que la temperatura de saturación. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado.



Figura 3.21Calor de rechazo.

(3.4)

La línea de proceso 4-1 en el condensador es por consiguiente una línea horizontal en el diagrama p-h (figura 3.21), dirigida de derecha a izquierda (remoción de calor), a la presión del lado de alta (de condensación), lo que nos indica un calor rechazado (C.R.) el cual se define como la cantidad de calor removido por kilogramo de refrigerante en el condensador. Esto es equivalente a la disminución de entalpia:

$$C.R. = h_4 - h_1$$
 (3.5)

La cantidad de calor total rechazado del condensador (Q_H) se obtiene mediante la ecuación:

$$Q_{\rm H} = m (h_4 - h_1) \tag{3.6}$$

Donde:

 Q_H = cantidad de calor rechazado m = flujo másico ($h_4 - h_1$) = calor rechazado

Aplicando a los valores obtenidos en la tabla 3.2 del anexo 1:

Con el ventilador del condensador al 25% $Q_H = 0.023 (409.05-235.85) = 0.023 (173.2) = 3.98 \text{ kJ/s}$ Con el ventilador del condensador al 50% $Q_H = 0.0227 (408.13-232.73) = 0.0227 (175.4) = 3.98 \text{ kJ/s}$ Con el ventilador del condensador al 100% $Q_H = 0.0227 (407.29-231.38) = 0.0227 (175.91) = 3.99 \text{ kJ/s}$

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica aplicada al ciclo de refrigeración podemos enunciar el siguiente balance de energía:

"La energía agregada a un sistema (E_{ent}), menos la energía removida del sistema (E_{sal}), es igual al cambio de energía (E_{camb}) en el sistema".

Al escribir la ecuación de energía para cualquier sistema se convierte en:

cambio de energía = energía agregada – energía removida $E_{camb} = E_{ent} \ \text{-} E_{sal}$

En nuestro caso de estudio resulta evidente que el calor de rechazo equivale a la suma del efecto de refrigeración y calor de compresión, que se representa algebraicamente:

E.R. + C.C. = C.R.

(3.7)

O visto en términos de cantidad de energía agregada o removida, en lugar de por kg de refrigerante. Puesto que la cantidad de energía agregada es igual a la cantidad de energía removida, la ecuación es:

$$Q_{\rm H} = Q_{\rm L} + W \tag{3.8}$$

Aplicando a los valores obtenidos anteriormente: Con el ventilador del condensador al 25% E.R. + C.C. = C.R.141.84+31.36=173.2 kJ/kg $Q_H = Q_L + W$ 3.98=3.26+0.72 Con el ventilador del condensador al 50% E.R. + C.C. = C.R.144.67+30.73=175.4 kJ/kg $Q_{\rm H} = Q_{\rm L} + W$ 3.98 = 3.28 + 0.70Con el ventilador del condensador al 100% E.R. + C.C. = C.R.145.72+30.19=175.91 kJ/kg $Q_{\rm H} = Q_{\rm L} + W$ 4=3.31+0.69

3.9 Resultados del ciclo ideal a diferentes cargas de ventilación en el condensador

La demostración de estos resultados se representa por medio de los diagramas presiónentalpia y temperatura-entropía a diferentes cargas del ventilador desde 25% al 100%, los cuales se encuentran en el anexo 1 donde los datos se correlacionan con la tabla 3.2 del mismo anexo. En los gráficos 3.4 y 3.8 se muestran las pruebas a diferentes cargas del ventilador.



En la grafica 3.4 se observa que a mayor carga de ventilación en el condensador obtenemos mayor refrigeración con un menor flujo de refrigerante, así como el condensador opera a menor temperatura y el trabajo de compresión es menor.



Grafica 3.8 Pruebas a diferentes cargas del ventilador

En el grafico 3.8 se muestran las pruebas realizadas en las que se obtiene la misma cantidad de enfriamiento en el ciclo y se nota que al utilizar eficientemente el ventilador del condensador se requiere un menor trabajo del comprensor obteniendo un ahorro de energía y también se observa que la presión de trabajo del condensador es menor.

De esta manera podemos llegar a la conclusión de que al tener un buen enfriamiento en el condensador podemos obtener una mayor eficiencia en el ciclo y ahorro de energía debido a que la potencia disminuye, tal como se muestra en la grafica 3.11:



La tabla 3.1 afirma que se obtiene mayor cantidad de calor de rechazado cuando se tiene un 100% de enfriamiento en el condensador lo que repercute en un mayor efecto de refrigeración y un ahorro de energía que se ve reflejado en el calor de compresión.

Techazo.					
Porcentaje	Efecto de	Calor de	Calor de		
	refrigeración.	compresión.	rechazo.		
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]		
25%	141.84	31.36	173.2		
50%	144.67	30.73	175.4		
100%	145.72	30.19	175.9		

Tabla 3.1 Comparativa en kJ/kg del efecto de refrigeración, calor de compresión y calor de rechazo

3.10 Resultados con ventilación nula en el condensador

Para el caso en el que no existe un buen enfriamiento del condensador o es mínimo también repercute en el ciclo debido a que existe un aumento de presión como de temperatura. Esto se ejemplifica en las graficas 3.9 y 3.10.



Grafica 3.9 Comparativa a diferentes cargas del ventilador incluyendo el condensador al mínimo.

En la grafica 3.9 se muestra una comparativa con las pruebas anteriormente realizadas a diferentes cargas del ventilador sobre el condensador y posteriormente dos pruebas continuas con una ventilación mínima al condensador. Al realizar las pruebas se obtuvo un aumento de presión constante así como un flujo mayor para el ciclo, provocando una menor refrigeración y mayor consumo de energía por el compresor.



Grafica 3.10 Comparativa a diferentes cargas del ventilador incluyendo el condensador al mínimo.

En la grafica 3.10 relacionando la presión y temperatura, se observa una analogía con la grafica 3.9 dado que conforme pasa el tiempo comienza un aumento de temperatura así como también un mayor flujo de refrigerante requerido.

Lo que conlleva a un ciclo ineficiente por la falta de ventilación en el condensador y obteniendo un menor efecto de refrigeración y mayor consumo de energía por el compresor.

En este capítulo se describió el banco de pruebas usado, así como sus principales componentes y accesorios usados, de igual forma el comportamiento de esta instalación variando la carga del ventilador sobre el condensador y sus efectos provocados. En el siguiente capítulo relacionaremos los resultados de estas pruebas para poder diseñar un esquema de control para un modulo Peltier y poder asimilarlo a un ciclo de refrigeración por compresión tratando de obtener una estabilidad en el ciclo de refrigeración y un óptimo COP.

CAPÍTULO IV DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

En el capítulo se mostrará la aplicación de un control proporcional y un control PI aplicado a un modulo termoeléctrico, que cumpla con las condiciones del sistema de refrigeración por compresión.
4.1 Condiciones de la instalación

Para nuestro caso de estudio se utilizó una caldera, simulando las condiciones del sistema de refrigeración por compresión mostrado en la figura 3.1. Para simular las condiciones se utilizó un rotámetro con un flujo de 1.6 lt/min y una temperatura a la entrada del modulo de 36 °C, ya que son las condiciones presentes en el ciclo de refrigeración por compresión. Un bosquejo de la instalación se presenta en la figura 4.1.



Fig. 4.1 Bosquejo de la instalación.

En las mediciones de temperatura se utilizaron sensores LM35 los cuales se implementaron para sumergirse en agua ya que cuentan con un factor de escala lineal de 10mV/°C. Para lograr un buen control se amplificó la señal de los sensores de mV a voltaje y se utilizaron amplificadores operacionales con una configuración básica de inversora.

El esquema del inversor (Fig. 4.2) utilizado para cada sensor con una ganancia de 100 veces el valor, por medio de dos amplificaciones continuas que se rigen bajo la siguiente resultante:

$$A_{\nu} = \frac{V_0}{V_1} = -\frac{R_0}{R_1} \tag{4.1}$$

Donde:

 A_v = Ganancia de voltaje V_0 = Voltaje de salida V_1 = Voltaje de entrada R_0 = Resistencia 1 R_1 = Resistencia 2



Fig. 4.2 Circuito inversor.

Para obtener una amplificación debido a un voltaje de entrada de la ecuación 4.1 obtenemos:

$$V_0 = -\frac{V_1 R_0}{R_1}$$
 4.2

4.2 Elementos Básicos de un sistema

Existen dos formas básicas para implementar sistemas de control, una es a lazo abierto y otra es a lazo cerrado. Cuando el sistema es en lazo abierto la entrada se elige con base en la experiencia que se tiene con dichos sistemas para producir el valor de salida requerido. Esta salida, no se ve modificada por el cambio en las condiciones externas de operación.

Se pude considerar que un sistema en lazo abierto consiste en algunos subsistemas básicos arreglados como se muestra en la figura 4.3, donde la entrada global al sistema es una señal basada en experiencias anteriores y es probable que conduzca a la salida requerida. Para este caso los subsistemas son:

- 1. Elemento de control.- Este elemento determina que acción se va a tomar dada una entrada al sistema de control.
- 2. Elemento de corrección.- Este elemento responde a la entrada que viene del elemento de control e inicia la acción para producir el cambio en la variable controlada al valor requerido.
- 3. Proceso.- El proceso o planta es el sistema en el que se va a controlar la variable.



Fig. 4.3 Subsistemas en un sistema de control en lazo abierto. [12]

Un ejemplo para el sistema en lazo abierto es cuando se controla la temperatura de una habitación. En base a la experiencia (Fig. 4.4) y de acuerdo a los subsistemas anteriormente especificados podemos notar que se tienen lo siguiente:

- Variable controlada.- temperatura de la habitación.
- Elemento de control.- Una persona que toma las decisiones basadas en la experiencia de las temperaturas producidas por la conmutación del elemento calefactor.
- Elemento de corrección.- el interruptor y el elemento calefactor.
- Proceso.- la habitación



Fig. 4.4 Sistema de control en lazo abierto de la temperatura de la habitación. [12]

Un sistema en lazo cerrado consiste de algunos subsistemas básicos como se muestra en la figura 4.5. Estos elementos pueden no ser partes distintas o equipos separados, pero todas las funciones de los subsistemas están presentes. Para este caso los subsistemas son:

- Elemento de comparación.- Este elemento compara el valor requerido o de referencia de la variable por controlar con el valor medio de lo que se obtiene a la salida y produce una señal de error la cual indica la diferencia del valor obtenido a la salida del valor requerido.
- 2. Elemento de control.- Este elemento decide que acción tomar cuando se recibe una señal de error.
- 3. Elemento de corrección.- Este elemento se utiliza para producir un cambio en el proceso al eliminar el error y con frecuencia se denomina actuador.

- 4. Elemento de proceso.- El proceso o planta es el sistema donde se va a controlar la variable.
- 5. Elemento de medición.- Este elemento produce una señal relacionada con la condición de la variable controlada y proporciona la señal de retroalimentación al elemento de comparación para determinar si hay o no error.



Fig. 4.5 Subsistemas en un sistema de control en lazo cerrado. [12]

En referencia al ejemplo anterior en lazo abierto donde no se tenía una retroalimentación, para el caso el lazo cerrado se utiliza un termómetro como elemento de comparación y retroalimentación negativa para obtener el valor de referencia adecuado (Fig. 4.6). En este caso sus subsistemas serian los siguientes:

- Variable controlada.- temperatura de la habitación.
- Valor de referencia.- temperatura requerida en la habitación.
- Elemento de comparación.- Persona que compara el valor medido y la temperatura requerida.
- Señal de error.- diferencia entre la temperatura requerida y la medida
- Elemento de control.- La persona
- Elemento de corrección.- mano que opera el encendido del elemento calefactor
- Proceso.- habitación
- Dispositivo de medición.- termómetro.
- Retroalimentación.- negativa



Fig. 4.6 Sistema de control en lazo cerrado para la temperatura de una habitación.

Los sistemas en lazo abierto tienen la ventaja de ser bastante sencillos, por ende de bajo costo y con buena confiabilidad. Sin embargo con frecuencia inexactos, porque no hay corrección de errores.

Los sistemas en lazo cerrado tienen la ventaja de ser capaces de igualar los valores reales requeridos. No obstante, si existen retrasos propician que la acción requerida llegue demasiado tarde y como consecuencia se obtienen oscilaciones en la entrada e inestabilidad, pero esta se puede corregir utilizando subsistemas más complejos lo que provoca un mayor costo.

4.3 Esquema del sistema de control

Para poder trabajar con una ecuación que represente el funcionamiento del modulo Peltier se realizaron diferentes pruebas las cuales se muestran en el anexo 2. Las pruebas se realizaron en un tiempo de 0 a 100 segundos a diferentes voltajes 22, 23 y 24 volts, también con dos diferentes temperaturas de entrada que son 36 y 45 °C que corresponde a 3.6 y 4.5 volts.

Del anexo 3 se utilizó la grafica 4.1, para obtener la ecuación de primer grado que representa el comportamiento del modulo termoeléctrico. La representación de la ecuación de primer orden es la siguiente:

$$Y = \frac{b}{s+a} \tag{4.3}$$

Estos valores de a y b los obtenemos de la grafica de mediciones, en la que al 63% en el eje de las ordenas respecto a la curva obtenemos en el eje de las abcisas el valor de la constante de tiempo del sistema t el cual equivale a 1/a, el máximo de la curva nos dará el valor de b/a tal como se muestra en la figura 4.7





Para la obtención de nuestra ecuación de primer orden basado en los datos de la tabla 4.1 obtenemos la figura 4.8 de la cual al 63% nos da un tiempo de t = 19 segundos y un valor máximo de la grafica de 3.81 V. Dado que t=1/a, obtenemos el valor de a = 0.052 y de b/a nos da como resultado el valor de b = 0.2005.

De la ecuación 4.3, ya que tenemos los valores de a y b podemos decir que el modelo de comportamiento del modulo Peltier es:



Fig. 4.8 Modelo para obtener el modelo de una ecuación de primer orden del modulo Peltier.

4.4 Control proporcional

Para realizar su estudio de aplicación de un control proporcional, comenzamos trabajando en lazo abierto con base en la función de transferencia del sistema y así poder comprobar su estabilidad absoluta.

El sistema debe ser invariante en el tiempo con condiciones iniciales nulas, obteniendo así el sistema estable. Por definición decimos que: el sistema es estable en el sentido entradaacotada/salida-acotada ("Bounded-Input/Bounded-Output", BIBO), o simplemente estable, si su salida y (t) es acotada para una entrada r (t) acotada [11].

Con ayuda de MATLAB verificaremos si se encuentra en la región de estabilidad nuestro sistema en un plano "s", referido a la figura 4.9.



Fig. 4.9 Regiones de estabilidad en el plano s. [11]

Trabajando en el esquema obtenido representamos el lugar de las raíces con ayuda de MATLAB, para lo cual lo representamos:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{0.2005}{s + 0.052}$$
 4.5

$$\mathbf{R}(\mathbf{s}) \longrightarrow \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{0.2005}{s + 0.052} \longrightarrow \mathbf{Y}(\mathbf{s})$$

El lugar de las raíces lo representamos en la figura 4.10, la cual nos muestra que el sistema es estable dado que el único polo que tiene, tiende a la izquierda y se encuentra únicamente en la región estable. Por lo que comprobamos la estabilidad absoluta del sistema.





Dado que sabemos que el sistema es estable podemos aplicarle un control proporcional. Este control es directamente proporcional a su entrada, si la entrada al controlador es un error en forma escalón entonces también la salida es también un escalón y exactamente una versión a escala de la entrada. Dado que es una ganancia constante, tiende a existir solo sobre cierto rango de errores que se conoce como banda proporcional.

El esquema de control se muestra en la figura 4.11 y su función de transferencia en lazo cerrado esta dado por la ecuación 4.6, y de esta manera la ecuación característica $(1+K_pG_p(s))$, la cual contiene los valores de sus raíces afectados por K_p .



Fig. 4.11 Sistema con control proporcional. [12]

$$G(s) = \frac{K_p G_p(s)}{1 + K_p G_p(s)} \tag{4.6}$$

Al aplicar un sistema de control proporcional al modulo Peltier, usando la planta de la ecuación 4.5 nuestro control quedara de tal forma:



Por lo tanto:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\frac{0.2005}{s+0.052}}{1+\left[\left(\frac{0.2005}{s+0.052}\right)(K)\right]} = \frac{\frac{0.2005}{s+0.052}}{\frac{(s+0.052)+(0.2005)K}{s+0.052}} = \frac{0.2005}{s+0.052+0.2005K}$$

Donde la ecuación característica obtenida es:

S+0.052+0.2005k

Si s = 0 obtenemos el valor de k:

$$K > -0.25$$

El resultado para los valores de k es mayor que cero, simulando con ayuda de MATLAB se puede observar que el sistema es estable pero no sigue referencia (Fig. 4.12).



Fig. 4.12 Simulación con k = 0.25.

Para comprobar que no sigue referencia el control proporcional, el teorema del valor final nos determina el comportamiento de una función de a medida que tiende a infinito.

Aplicando el teorema del valor final:

$$\lim_{t \to 0} f(t) = \lim_{S \to 0} S \, x \, F(S)$$

De la ecuación 4.5 despejamos Y(S).

$$Y(S) = \left(\frac{0.2005}{S + 0.052}\right) (R(S))$$

Donde $R(S) = \alpha/S$

$$\lim_{t \to 0} f(t) = \lim_{s \to 0} (S) \left(\frac{0.2005}{S + 0.052 + 0.2005K} \right) \left(\frac{\alpha}{S} \right) = \frac{0.2005\alpha}{0.052 + 0.2005K}$$

Se observa que no tiende exactamente a α , dado que es un valor proporcional de α no sigue referencia.

4.5 Control PI

El control PI es un compensador de atraso. Tiene un cero libre y un polo en el origen, esto mejora las características en estado estable y su función transferencia es:

$$G(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \tag{4.7}$$

Para trabajar en el plano S se sigue a la siguiente relación:

$$K_p + \frac{K_i}{s} = \frac{sK_p + K_i}{s} = \frac{K(s+a)}{s}$$

Aplicado a nuestra planta, queda de la siguiente forma:



Donde:

 $K_p = K$

$$K_i = Ka$$

Relacionado el control PI a nuestra planta podemos obtener la ecuación característica:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\left[\frac{K(s+a)}{s}\right]\left(\frac{0.2005}{s+0.052}\right)}{1+\frac{0.2005}{s+0.052}\left[\frac{K(s+a)}{s}\right]} = \frac{\frac{K(s+a)(0.2005)}{s(s+0.052)}}{\frac{s(s+0.052)+0.2005K(s+a)}{s(s+0.052)}}$$
$$\frac{\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{0.2005K(s+a)}{s(s+0.052)+0.2005K(s+a)}$$
4.8

Entonces obtenemos la siguiente ecuación característica:

 $s^{2} + s(0.052 + 0.2005K) + 0.2005Ka$

Si evaluamos la ecuación característica colocando un cero en 0.06 (a = 0.06), podemos notar que de acuerdo al lugar de la raíces el sistema es estable como se muestra en la figura 4.13



Fig. 4.13 Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.06.

Evaluando la ecuación característica con un cero 0.06 obtenemos:

s(s + 0.052) + 0.2005K(s + 0.06)

Donde $\widetilde{K} = 0.2005 \text{K}$

Por lo tanto $s(s + 0.052) + \tilde{K}(s + 0.06)$

Despejando a \widetilde{K}

$$\widetilde{K} = -\frac{s(s+0.052)}{s+0.06} = -\frac{s^2+0.052s}{s+0.06}$$
$$\frac{d|\widetilde{K}|}{ds} = \frac{(s+0.06)(2s+0.052) - (s^2+0.052s)(1)}{(s+0.06)^2} = s^2 + 0.12s + 0.00312$$

Por lo tanto $s^2 + 0.12s + 0.00312$ nos da:

 $S_1 = -0.038$

 $S_2 = -0.081$

• Para el caso de S₁ = -0.038
Sustituyendo S₁ en
$$\tilde{K}$$

 $\tilde{K} = -\frac{(-0.038)^2 + 0.052(-0.038)}{(-0.038) + 0.06} = 0.0241$
Por lo que $K = \frac{\tilde{K}}{0.2005} = 0.1206$
Pero K_p = K y K_i = K_a

 $K_i = (0.1206) (0.06) = 0.07236$

Una vez obtenido los valores de K para S_1 y con ayuda de MATLAB representamos el control PI con la planta del modulo Peltier (Fig. 4.14) y se simula el comportamiento con una con un cero en 0.06 y un polo en el origen, con $S_1 = -0.038$ (Fig. 4.15).



Fig. 4.14 Esquema PI con un cero en 0.06 con $S_1 = -0.038$, representado en simulink.



Fig. 4.15 Comportamiento del control PI con un cero en 0.06 con $S_1 = -0.038$.

Para el caso de $S_2 = -0.081$

Sustituyendo S₂ en K

$$\widetilde{K} = -\frac{(-0.081)^2 + 0.052(-0.081)}{(-0.081) + 0.06} = 0.111$$
Por lo que $K = \frac{\widetilde{K}}{0.2005} = 0.557$
Pero K_p = K y K_i = K_a
K_i = (0.557) (0.06) = 0.033

De igual formar al obtener los valores de K para S_2 y con ayuda de MATLAB representamos el control PI con la planta del modulo Peltier (Fig. 4.16) y se simula el comportamiento con una con un cero en 0.06 y un polo en el origen, con $S_2 = -0.081$ (Fig. 4.17).



Fig. 4.16 Esquema PI con un cero en 0.06 con $S_2 = -0.081$, representado en simulink.



Fig. 4.17 Comportamiento del control PI con un cero en 0.06 con $S_2 = -0.081$.

Realizando un control PI más alejado de 0.06 para poder ver el comportamiento, utilizando ahora un cero en 0.1 y un polo en el origen obtenemos el lugar de las raíces de acuerdo a la figura 4.18.



Fig. 4.18 Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.1.

Evaluando la ecuación característica con un cero 0.1 obtenemos:

$$s(s + 0.052) + 0.2005K(s + 0.1)$$

Donde $\widetilde{K} = 0.2005 \text{K}$

Por lo tanto $s(s + 0.052) + \tilde{K}(s + 0.1)$

Despejando a \widetilde{K}

$$\widetilde{K} = -\frac{s(s+0.052)}{s+0.1} = -\frac{s^2+0.052s}{s+0.1}$$
$$\frac{d|\widetilde{K}|}{ds} = \frac{(s+0.1)(2s+0.052) - (s^2+0.052s)(1)}{(s+0.1)^2} = s^2 + 0.2s + 0.0052$$

Por lo tanto $s^2 + 0.2s + 0.0052$ nos da:

 $S_1 = -0.03$

 $S_2 = -0.169$

• Para el caso de S₁ = -0.03
Sustituyendo S₁ en
$$\tilde{K}$$

 $\tilde{K} = -\frac{(-0.03)^2 + 0.052(-0.03)}{(-0.03) + 0.06} = 0.009428$
Por lo que $K = \frac{\tilde{K}}{0.2005} = 0.0470$
Pero K_p = K y K_i = K_a

 $K_i = (0.1206) (0.1) = 0.004702$



Fig. 4.19 Esquema PI con un cero en 0.1 con $S_1 = -0.03$, representado en simulink.



Fig. 4.20 Comportamiento del control PI con un cero en 0.1 con $S_1 = -0.03$.

• Para el caso de S₂ = -0.169 Sustituyendo S₂ en \tilde{K} $\tilde{K} = -\frac{(-0.169)^2 + 0.052(-0.169)}{(-0.169) + 0.1} = 1.89$ Por lo que $K = \frac{\tilde{K}}{0.2005} = 0.370$ Pero K_p = K y K_i = K_a K_i = (0.370) (0.1) = 0.037



Fig. 4.21 Esquema PI con un cero en 0.1 con $S_2 = -0.169$, representado en simulink.



Fig. 4.22 Comportamiento del control PI con un cero en 0.1 con $S_2 = -0.169$.

De igual forma obtenemos los valores de K para S_1 y S_2 , con ayuda de MATLAB representamos el control PI con la planta del modulo Peltier para S_1 (Fig. 4.19) y S_2 (Fig. 4.21). Se simula el comportamiento con una con un cero en 0.1 y un polo en el origen para S_1 (Fig. 4.20) y para S_2 (Fig. 4.22).

Como último caso evaluamos la ecuación característica colocando un cero en 0.5 (a = 0.5), podemos notar que de acuerdo al lugar de la raíces el sistema es estable como se muestra en la figura 4.23.



Fig. 4.23 Lugar de las raíces para un control PI con un polo en 0.5.

Evaluando la ecuación característica con un cero 0.5 obtenemos:

s(s + 0.052) + 0.2005K(s + 0.5)

Donde $\widetilde{K} = 0.2005 \text{K}$

Por lo tanto
$$s(s + 0.052) + \tilde{K}(s + 0.5)$$

Despejando a \widetilde{K}

$$\widetilde{K} = -\frac{s(s+0.052)}{s+0.5} = -\frac{s^2+0.052s}{s+0.5}$$
$$\frac{d|\widetilde{K}|}{ds} = \frac{(s+0.5)(2s+0.052) - (s^2+0.052s)(1)}{(s+0.5)^2} = s^2 + 0.1s + 0.026$$

Por lo tanto $s^2 + 0.1s + 0.026$ nos da:

$$S_1 = -0.026$$

 $S_2 = -0.973$

• Para el caso de S₁ = -0.026 Sustituyendo S₁ en \widetilde{K} $\widetilde{K} = -\frac{(-0.026)^2 + 0.052(-0.026)}{(-0.026) + 0.5} = 0.001426$ Por lo que $K = \frac{\tilde{K}}{0.2005} = 0.007113$ Pero K_p = K y K_i = K_a K_i = (0.007113) (0.5) = 0.003556



Fig. 4.24 Esquema PI con un cero en 0.5 con $S_1 = -0.026$, representado en simulink.





 Para el caso de S₂ = -0.169 Sustituyendo S₂ en K

 $\widetilde{K} = -\frac{(-0.973)^2 + 0.052(-0.973)}{(-0.973) + 0.5} = 1.89$ Por lo que $K = \frac{\widetilde{K}}{0.2005} = 9.449$ Pero K_p = K y K_i = K_a
K_i = (9.449) (0.5) = 4.724



Fig. 4.26 Esquema PI con un cero en 0.5 con $S_2 = -0.169$, representado en simulink.



Fig. 4.27 Comportamiento del control PI con un cero en 0.5 con $S_2 = -0.169$.

También obtenemos los valores de K, con ayuda de MATLAB representamos el control PI con la planta del modulo Peltier para S_1 (Fig. 4.24) y para S_2 (Fig. 4.26). Se simula el comportamiento con una con un cero en 0.5 y un polo en el origen S_1 (Fig. 4.25) y para S_2 (Fig. 4.27).

Aplicando el teorema del valor final:

$$\lim_{t \to 0} f(t) = \lim_{S \to 0} S \, x \, F(S)$$

De la ecuación 4.8 despejamos Y(S).

$$Y(S) = \left(\frac{0.2005K(s+a)}{s(s+0.052) + 0.2005K(s+a)}\right)(R(S))$$

Donde $R(S) = \alpha/S$

$$\lim_{t \to 0} f(t) = \lim_{s \to 0} (S) \left(\frac{0.2005K(s+a)}{s(s+0.052) + 0.2005K(s+a)} \right) \left(\frac{\alpha}{S} \right) = \frac{0.2005Ka\alpha}{0.2005Ka} = \alpha$$

Después de realizar diferentes pruebas y ver que nuestra planta de estudio es estable, podemos notar que para nuestro caso de estudio el utilizar un control proporcional simplemente nos da una salida proporcional a la entrada pero no sigue referencia respecto a la entrada. Es por tal razón que es factible usar un control PI por que sigue referencias. En base a las simulaciones es conveniente usar un control PI con su cero en 0.06 porque su respuesta no presenta subamortiguamiento como cuando se coloca el cero en 0.1 y tampoco presenta un sobre impulso como en el caso cuando se coloca el cero en 0.5.

En base a las simulaciones demostradas en este capítulo, se llego a la conclusión que un control PI con un cero en 0.06 es lo necesario para mantener una temperatura fija regulada a la salida del modulo termoeléctrico, lo que dará por resultado un COP estable en el ciclo de refrigeración por compresión. Esto se explicara en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO V ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se verá la descripción por qué se realizó los estudios de eficiencia del ciclo trabajando del lado del condensador y no trabajar del lado del evaporador. También la relación del trabajo en la caldera con el sistema de refrigeración por compresión.

5.1 Efecto de sobrecalentamiento en la succión del compresor.

Cuando la línea de succión del gas tiene una longitud considerable, en la misma pueden ocurrir posibles efectos adicionales de sobrecalentamiento. Si la línea atraviesa por un espacio caliente y no refrigerado, la cantidad de sobrecalentamiento puede ser significativa y para este caso no se obtiene ningún enfriamiento provechoso, además el funcionamiento del ciclo de refrigeración es menos eficiente.



Fig. 5.1 Efecto del sobrecalentamiento en la línea de succión.

Para nuestro caso a estudio se supondrá que el modulo Peltier se colocara después del evaporador realizando la función de sobrecalentar el refrigerante como se muestra en la figura 5.3, donde los puntos 1, 2, 3 y 4 marcan el ciclo de refrigeración normal y los puntos 1, 2, 3'y 4' indican el ciclo sobrecalentado. Los resultados obtenidos por un sobrecalentamiento de 5°C y 8°C en un estudio fueron los siguientes para el caso del efecto de refrigeración, calor de compresión, calor rechazado se resumen en la siguiente tabla 5.1

		Sobrecalentamiento					
Factores de funcionamiento	0 °C	5 °C	8 °C				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg)	141.84	146.07	148.54				
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	31.36	32.17	32.17 32.79 178.24 181.33				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	173.2	178.24 181.33					
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg) 144.67 148.88 151.35							
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	30.73	31.51	32.06				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	175.4	180.39	183.41				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg)	145.72	149.65	152.38				
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	30.19	31.32	31.59				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	175.91	180.97	183.97				

Tabla 5.1 Efecto que tiene el sobrecalentamiento a 5 °C y 8 °C en kJ/Kg

En la tabla 5.1 se hace una comparación del funcionamiento del ciclo de refrigeración normal con sobrecalentamiento en la línea de succión a 5 °C y 8 °C sin producir enfriamiento útil, por lo que podemos notar las siguientes relaciones:

- Aumenta el calor de compresión.
- Aumenta el calor rechazado por lo que el condensador deberá disipar más calor. Debido a la necesidad de remover el sobrecalentamiento adicional y además el calor de compresión aumentado
- El sobrecalentamiento excesivo del gas refrigerante puede producir en el compresor temperaturas inaceptablemente elevadas, lo que conduce a problemas de lubricación y posiblemente hasta daños en las válvulas

Además se puede notar que para el efecto de refrigeración con un sobrecalentamiento de 5°C tenemos incrementos de 2.9%, 2.8% y 2.6%, para el caso de 8°C de 4.5%, 4.4% y 4.3%, respectivamente para cada caso con el ventilador del condensador al 25%, 50% y 100%. En el caso de calor de compresión con un sobrecalentamiento de 5°C tenemos incrementos de 2.5%, 2.5% y 2.6%, para el caso de 8°C de 4.4%, 4.1% y 4.4%, respectivamente para cada caso con el ventilador del condensador al 25%, 50% y 100%. Por último en el caso de calor de rechazo con un sobrecalentamiento de 5°C tenemos incrementos de 2.8%, 2.8% y 28%, para el caso de 8°C de 4.5%, 4.4% y 4.4%, respectivamente para cada caso con el ventilador del condensador al 25%, 50% y 100%.

También esta analogía se pude ver reflejada si analizamos los valores de de Q_L , W_{ent} y Q_H obteniendo en la misma proporción que los valores de E.R., C.C. y C.R., para un sobrecalentamiento de 5 °C estaremos cerca de un aumento de casi 3 % y para 8 °C tendremos valores cercanos al 4.5 %. Esto se ve reflejado en la tabla 5.2.

	Sobrecalentamiento						
Factores de funcionamiento	0 °C	5 °C	8 °C				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW) 3.26 3.36 3.4							
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.72	0.74	0.75				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	3.98	4.10	4.17				
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW) 3.28 3.38 3.44							
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.70	0.72	0.73				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	3.98	4.09	4.16				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW)	3.31	3.40	3.46				
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.69	0.71	0.72				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	4.00	4.11	4.18				

Tabla 5.2 Efecto que tiene el sobrecalentamiento a 5 °C y 8 °C en kW

Estos resultados se ver en las graficas 5.1, 5.2 y 5.3. Para los valores de E.R., C.C. y C.R. y para los valores de Q_L , W_{ent} y Q_H en las graficas 5.4, 5.5 y 5.6. En el anexo 4 se puede encontrar el efecto que tiene el sobrecalentamiento de 5 °C y 8°C en las graficas P-h y en las graficas T-s.

5.2 Efecto de subenfriamiento del líquido

El efecto refrigerante líquido puede subenfriarse, ya sea en el condensador o en un intercambiador de calor adicional de calor. En la figura 5.4 se muestra el ciclo de refrigeración normal comparado con otro en el cual el líquido es subenfriado antes de que llegue a la válvula de control del refrigerante. Con los puntos 1, 2, 3 y 4 se designa al ciclo normal, mientras que los puntos 1', 2', 3 y 4 describen el ciclo subenfriado.



Fig. 5.2 Efecto del subenfriamiento en el líquido.

Para nuestro caso de estudio se supondrá que el módulo Peltier se colocará a la salida del condensador realizando la función de subenfriar el refrigerante. Los resultados obtenidos por un sub enfriamiento de 5°C y 8°C en un estudio fueron los siguientes. Para el caso del efecto de refrigeración, calor de compresión, calor rechazado se resumen en la siguiente tabla 5.3.

Dentro de los resultados obtenidos se pude notar que con la misma potencia del compresor podemos obtener una mayor cantidad de refrigeración y constituye una ventaja adicional el subenfriamiento por el hecho de que reduce la posibilidad de que tenga lugar una vaporización súbita del refrigerante líquido, en la línea de líquido antes de llegar al dispositivo de control de flujo. Por lo que es mejor tener un volumen específico de líquido en lugar de un gas que posee un volumen específico más elevado que el del líquido.

	Subenfriamiento						
Factores de funcionamiento	0 °C	5 °C	8 °C				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg)	141.84	148.95	miento 8 °C 153.25 31.36 184.61 156 30.73 186.73 157.04 30.19 187.23				
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	31.36	31.36	31.36				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	173.2	180.31 184.61					
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg) 144.67 151.8 156							
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	30.73	30.73	30.73				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	175.4	182.53	186.73				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C							
E.R Efecto de refrigeración (kJ/kg)	145.72	152.84	157.04				
C.C Calor de compresión (kJ/kg)	30.19	30.19	30.19				
C.R Calor de rechazo (kJ/kg)	175.91	183.03	187.23				

Tabla 5.3 Efecto que tiene el subenfriamiento a 5 °C y 8 °C en kJ/Kg

De la tabla 5.3 podemos notar las siguientes relaciones para un subenfriamiento de 5 °C y 8 °C:

- El caudal másico del fluido por capacidad unitaria de refrigerante es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.
- El volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo para ambos ciclos, subenfriado y saturado, de acuerdo con la consecuencia anterior, el volumen de vapor desplazado por el compresor por capacidad unitaria refrigerante será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.
- Dado que el trabajo de compresión por unidad de masa es igual para ambos ciclos, saturado y con subenfriamiento, se deduce que el aumento de efecto refrigerante por unidad de masa originado por el subenfriamiento, se obtiene sin aumentar el suministro de energía al compresor.
- Cualquier cambio en el ciclo de refrigeración, que aumente la cantidad de calor absorbida en el espacio refrigerado sin aumentar el suministro de energía del compresor, incrementará el coeficiente de operación del ciclo, y disminuirá la potencia absorbida por el compresor por unidad de capacidad de refrigeración desarrollada.

Además se puede notar que para el efecto refrigerado con un subenfriamiento de 5 °C tenemos incrementos de 4.8%, 4.7% y 4.7 %, para el caso de 8 °C de 7.4%, 7.3% y 7.2%, respectivamente para cada caso con el ventilador del condensador al 25 %, 50 % y 100%. En el caso de calor de compresión con un subenfriamiento de 5 °C y 8 °C no tenemos

incremento debido a que es el mismo trabajo realizado que en el ciclo de refrigeración normal.

Por último en el caso de calor de rechazo con un sobrecalentamiento de 5 °C tenemos incrementos de 3.9%, 3.9% y 3.9 %, para el caso de 8 °C de 6.2%, 6.1% y 6.0%, respectivamente para cada caso con el ventilador del condensador al 25 %, 50 % y 100%.

También esta analogía se pude ver reflejada si analizamos los valores de Q_L , W_{ent} y Q_H obteniendo en la misma proporción que los valores de E.R., C.C. y C.R., para un sobrecalentamiento de 5 °C estaremos cerca de un aumento de casi 4.5 % y para 8 °C tendremos valores cercanos al 7 %. Esto se ve reflejado en la tabla 5.4.

	Subenfriamiento						
Factores de funcionamiento	0 °C	5 °C	8 °C				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW) 3.26 3.43 3.52							
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.72	0.72	0.72				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	3.98	4.15	4.25				
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW) 3.28 3.45 3.54							
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.70	0.70	0.70				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	3.98	4.14	4.24				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C							
QL Capacidad de refrigeración del sistema (kW)	3.31	3.47	3.56				
Went Potencia requerida por el compresor (kW)	0.69	0.69	0.69				
QH Cantidad de calor rechazado (kW)	4.00	4.15	4.25				

Tabla 5.4 Efecto que tiene el subenfriamiento a 5 °C y 8 °C en kW

Estos resultados se pueden ver en las gráficas 5.1, 5.2 y 5.3. Para los valores de E.R., C.C. y C.R. y para los valores de Q_L , W_{ent} y Q_H en las graficas 5.4, 5.5 y 5.6. En el anexo 4 se puede encontrar el efecto que tiene el sobrecalentamiento de 5 °C y 8°C en las gráficas P-h y en las gráficas T-s.

5.3 Relación entre subenfriamiento y sobrecalentamiento

Después de los valores obtenidos se nota que sobrecalentando el refrigerante a la entrada del compresor o subenfriando el líquido obtenemos un porcentaje mayor para cada valor de E.R., C.C. y C.R. y para los valores de Q_L , W_{ent} y Q_H . La diferencia es debida a que se invierte mayor potencia en el ciclo sobrecalentando que subenfriando debido a que se eleva la presión a la salida del compresor. Además, se puede obtener un mayor rango de calor absorbido subenfriando que sobrecalentado debido a que cuando subenfriamos mejoramos la eficiencia de la válvula de control y no se ve disminuido en la potencia del compresor.

Para el caso de calor rechazado en ambos casos aumenta por que así como se sobrecalienta o subenfria se debe rechazar el calor en la misma proporción, pero en el subenfriamiento no necesitamos agrandar el condensador por que se utiliza el modulo Peltier con adición a este. En las siguientes graficas de la 5.1 a la 5.6 se puede notar que el porcentaje de aumento en los casos con el ventilador al 25 %, 50 % y 100% para el sobrecalentamiento es muy similar en cada caso y en el caso de subenfriamiento para los casos con el ventilador al 25 %, 50 % y 100% para el sobrecalentamiento.



^{■ 8 °}C de sobrecalentamiento ■ 8 °C de subenfriamiento

Gráfica 5.1 Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre E.R., C.C., y C.R. con el ventilador del condensador al 25 %



■ 8 °C de sobrecalentamiento ■ 8 °C de subenfriamiento





Gráfica 5.3 Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre E.R., C.C., y C.R. con el ventilador del condensador al 100 %.





Gráfica 5.4 Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre Q_L , W_{ent} y Q_H con el ventilador del condensador al 25 %.



Gráfica 5.5 Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre Q_L , W_{ent} y Q_H con el ventilador del condensador al 50 %.



■ 8 °C de sobrecalentamiento ■ 8 °C de subenfriamiento

Gráfica 5.6 Efectos del sobrecalentamiento a 5°C y 8°C sobre Q_L , W_{ent} y Q_H con el ventilador del condensador al 100 %.

5.4 Efectos del COP con sobrecalentamiento a la entrada del compresor y subenfriamiento a la salida del condensador

Para nuestro caso de estudio se utilizaron valores de 5 °C y 8 °C de subenfriamiento y sobrecalentamiento, por la relación en el capítulo 4 dado que del modulo Peltier obtuvimos 5 °C de enfriamiento cuando el fluido pasa sin energizar el modulo Peltier y al energizar el modulo Peltier en un tiempo de 100 segundos se obtuvieron 8 °C de subenfriamiento.

La tabla 5.5 y 5.6 muestran los valores obtenidos del COP tomando en cuenta como trabajo solo el del compresor. Estas tablas también cuentan con un porcentaje de COP obtenido respecto al ciclo normal de refrigeración contra el ciclo refrigeración sobrecalentado y subenfriado a 5 °C y 8°C a diferentes cargas de ventilación en el condensador.

La representación de estos valores se muestra en la grafica 5.7 donde se nota la ganancia obtenida al sobrecalentar 5°C y 8°C con respecto al ciclo normal de refrigeración. La grafica 5.8 muestra que hay un mayor porcentaje en la ganancia al aplicar un subenfriamiento de 8°C al ciclo normal de refrigeración.

Tipo de ciclo de refrigeración	COP teórico	COP real				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.52					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.54	2.95				
Ciclo con subenfriamiento	4.75	3.06				
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.71					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.72	3.03				
Ciclo con subenfriamiento	4.94	3.14				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.83					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.78	3.06				
Ciclo con subenfriamiento	5.06	3.20				

Tabla 5.5 Valores de COP teóricos y reales a 5 °C de sobrecalentamiento y
subenfriamiento.

Tabla 5.6 Valores de COP teóricos y reales a 8 °C de sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Tipo de ciclo de refrigeración	COP teórico	COP real				
Con el ventilador del condensador al 25% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.52					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.53	2.96				
Ciclo con subenfriamiento	4.89	3.14				
Con el ventilador del condensador al 50% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.71					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.72	3.05				
Ciclo con subenfriamiento	5.08	3.23				
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 21 °C						
ciclo normal	4.83					
Ciclo con sobrecalentamiento	4.82	3.10				
Ciclo con subenfriamiento	5.20	3.28				



Sobrecalentamiento

Gráfica 5.7 Efectos del COP por sobrecalentamiento.



Subenfriamiento

Gráfica 5.8 Efectos del COP por el subenfriamiento.

De la gráfica 5.7 se observa que el sobrecalentamiento teórico da un aumento del COP en un 0.3% con respecto al ciclo normal. Para el caso de la gráfica 5.8 se observa que el subenfriamiento teórico da un aumento del COP en un 7% con respecto al ciclo normal.

CONCLUSIONES

A partir del estudio experimental del incremento de eficiencia en un sistema de refrigeración al integrar un módulo termoeléctrico como un intercambiador adicional, se realizaron diagramas Temperatura-Entropía y Presión-Entalpía para los casos en que se varió la velocidad del ventilador en el condensador, así como también para el caso en que subenfría el líquido refrigerante utilizando el módulo termoeléctrico como un intercambiador a la salida del condensador y controlando la energía por medio de un control PI, también cuando se utiliza el módulo termoeléctrico como intercambiador para sobrecalentar la mezcla líquido-gas a la entrada del compresor, obteniéndose las siguientes conclusiones:

- Como uno de los resultados se encontró un COP mayor al ciclo normal de refrigeración por compresión de 7.4% al subenfriar a la salida del condensador y un COP mayor al ciclo normal de refrigeración por compresión de 0.3% al sobrecalentar a la entrada del compresor.
- El valor más alto del COP se obtuvo para el caso que considera un subenfriamiento 8°C.
- ★ Al tener una buena ventilación en el condensador, se obtiene una mayor eficiencia en el ciclo de refrigeración por compresión y ahorro de energía debido a que la potencia en el compresor disminuye.
- El control PI ayuda a mantener siempre la temperatura requerida a la salida del condensador y así poder mantener sin variación el COP sin importar la variación de temperatura en el medio ambiente.
- Es factible implementar el módulo termoeléctrico para realizar el subenfriamiento en los sistemas de refrigeración mecánico pero usando el menor consumo posible de energía requerido por el módulo termoeléctrico.
- Reducir el tamaño del condensador lo que a su vez ayudaría a disminuir la caída de presión, debido al subenfriar con ayuda del módulo termoeléctrico.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Cengel Yunus A. y Boles Michael A., "Termodinámica", Cuarta Edición, Ed. McGraw-Hill, 2004
- [2] Borroto Nordelo Aníbal, Costa Perez Inocente, "Incremento de eficiencia de los refrigeradores domésticos mediante mejoras en la transferencia de calor en el condensador". Universidad Cienfuegos Cuba.
- [3] Blancarte Lizarraga Wilfrredo, "Efecto Peltier". ITESO Campus Universitario, 28 de septiembre del 2001.
- [4] D.M. Rowe, "CRC Handbook of Thermoelectrics", Ed. CRC Press LLC, 1995.
- [5] http://www.tetech.com/
- [6] Pita Edward G., "Principios y sistemas de refrigeración", Cuarta Edición, Ed. Limusa, 1999
- [7] Dossat Roy J., "Principios de refrigeración", Segunda Edición, Ed. CECSA, 2007
- ^[8] Althouse Andrew D. Turquist Carl H. Bracciano Alfred F., "Modern Refrigeration and Air Conditioning", 18th Edition, Ed. The goodheart-willcos company, 2004.
- [9] N.M. Khattab, E. T. El Shenawy, "Optimal operation of thermoelectric cooler driven by solar thermoelectric generator", Energy Conversion & Management, July 2005.
- [10] ASHRAE Handbook of fundamentals, chapter 1"Thermodynamics and Refrigeration Cycles", 1981.
- [11] Kuo Benjamin C., "Sistemas de control automático", Séptima Edición, Ed. Prntice Hall, 1996.
- [12] Bolton W., "Ingeniería de control", Segunda Edición, Ed. Alfaomega, 2001
- [13] J. E. Marquez T., I. Carvajal M., "Aplicación de la termoelectricidad para aumentar el COP de refrigeradores convencionales", 9° Congreso Nacional de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas. México D. F., 13 al de Noviembre de 2006.
- ^[14] J. E. Marquez T., I. Carvajal M., J. Abogaber F., C. Jiménez C., "Estudio termodinámico de la factibilidad de usar la termoelectricidad para incrementar el COP de refrigeradores convencionales", México D.F.
- [15] Thermodynamic Properties of Dupont ISCEON MO49plus.
- [16] Haywood R. W., "Ciclos termodinámicos de potencia y refrigeración", Segunda Edición, Ed. Limusa, 1999
- [17] Warsh R. Warren, "Principios de refrigeración", Segunda Edición, Ed. Diana, 1993
- [18] Hernández Goribar Eduardo, "Calefacción, aire acondicionado y refrigeración", Tercera Edición, Ed. Limusa, 1990
- [19] Wark Kenneth, "Termodinámica", Sexta Edición, Ed. McGraw-Hill, 2001
- ^[20] Ridell Paul T. y Grills Brad P., "Refrigeration Systems and Controls", Segunda Edición, Ed. Lab-Volt Ltd, 1989.

Anexo 1 Gráficas del condensador con el ventilador a diferentes cargas.

Manome	tros (Kpa)	Flujo (Kg/s)	Isceon MO49plus							
P1	P2	Total	h1(KJ/Kg)	h2(KJ/Kg)	h3(KJ/Kg)	h4(KJ/Kg)	QL(KW)	Went(KW)	QH(KW)	СОР
Con el ventilador al min Tamb=22 °C										
170.30	825.30	0.0240	237.13	237.13	377.69	409.82	3.37	0.77	4.14	4.37
197.88	963.20	0.0250	245.33	245.33	379.99	411.72	3.37	0.79	4.16	4.24
197.88	963.20	0.0260	245.33	245.33	379.99	411.72	3.50	0.82	4.33	4.24
197.88	963.20	0.0260	245.33	245.33	379.99	411.72	3.50	0.82	4.33	4.24
197.88	963.20	0.0260	245.33	245.33	379.99	411.72	3.50	0.82	4.33	4.24
Con el ven	tilador del o	condensador al 25	5% Tamb = 21 °	С						
159.96	756.35	0.0230	232.73	232.73	376.79	408.13	3.31	0.72	4.03	4.60
166.85	790.83	0.0230	235.00	235.00	377.40	408.74	3.28	0.72	4.00	4.54
170.30	804.62	0.0230	235.85	235.85	377.69	409.05	3.26	0.72	3.98	4.52
170.30	804.62	0.0230	235.85	235.85	377.69	409.05	3.26	0.72	3.98	4.52
170.30	804.62	0.0230	235.85	235.85	377.69	409.05	3.26	0.72	3.98	4.52
Con el ven	tilador del	condensador al 5	0% Tamb = 21	°C						
149.62	721.88	0.0227	230.46	230.46	375.85	407.57	3.30	0.72	4.02	4.58
159.96	756.35	0.0227	232.73	232.73	376.79	408.13	3.27	0.71	3.98	4.60
166.85	756.35	0.0227	232.73	232.73	377.40	408.13	3.28	0.70	3.98	4.71
166.85	756.35	0.0227	232.73	232.73	377.40	408.13	3.28	0.70	3.98	4.71
170.30	770.14	0.0227	233.68	233.68	377.69	408.43	3.27	0.70	3.97	4.68
Con el ventilador del condensador al 100% Tamb = 20 °C										
156.51	714.99	0.0227	230.00	230.00	375.53	407.43	3.30	0.72	4.03	4.56
159.96	721.88	0.0227	230.46	230.46	376.79	406.96	3.32	0.68	4.01	4.85
163.41	735.67	0.0227	231.38	231.38	377.10	407.29	3.31	0.69	4.00	4.83
163.41	735.67	0.0227	231.38	231.38	377.10	407.29	3.31	0.69	4.00	4.83
163.41	735.67	0.0227	231.38	231.38	377.10	407.29	3.31	0.69	4.00	4.83

Tabla 3.2 Datos obtenidos de las pruebas del equipo de refrigeración y valores del refrigerante Isceon MO49plus


Gráficas Temperatura-Entropía





Gráfica 3.2 Pruebas con el ventilador al 50% (Temperatura-Entropía)



Gráfica 3.3 Pruebas con el ventilador al 100% (Temperatura-Entropía)

Comparativa Temperatura-Entropía



Gráfica 3.4 Pruebas a diferentes cargas del ventilador (Temperatura-Entropía)



Gráficas Presión-Entalpía





Gráfica 3.6 Pruebas con el ventilador al 50% (Presión-Entalpía)



Gráfica 3.7 Pruebas con el ventilador al 100% (Presión-Entalpía)



Comparativa Presión-Entalpia

Gráfica 3.8 Pruebas a diferentes cargas del ventilador (Presión-Entalpía)



Casos sin ventilación en el condensador

Gráfica 3.9 Comparativa con el ventilador del condensador al mínimo (Presión-Entalpía).



Gráfica 3.10 Comparativa con el ventilador del condensador al mínimo (Temperatura-Entropía).

Anexo 2 Gráficas del comportamiento del módulo en un tiempo dado

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamb} \mathsf{T}_{\mathsf{amb}} \texttt{=} \texttt{24}^{\circ}\mathsf{C} \text{, } \mathsf{P}_{\mathsf{ent}} \texttt{=} \texttt{1.2PSI}_{\mathsf{g}} \text{, } \mathsf{P}_{\mathsf{sal}} \texttt{=} \texttt{1.1Lb} / \mathsf{Pulg}^2 \text{, } \dot{m} = 1.6 L / min \text{,}$

Con V=22 volts

Prueba 1	T_{Ent} =4.57 V	Prueba 2	T _{Ent} =4.63 V	Prueba 3	T _{En} =4.59 V	Prueba 4	T _{Ent} =4.6 V	Prueba 5	T _{Ent} =4.62 V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	4.01	0	4.06	0	4.06	0	4.05	0	4.03
10	3.95	10	3.99	10	3.97	10	3.96	10	3.96
20	3.85	20	3.89	20	3.88	20	3.86	20	3.86
30	3.81	30	3.83	30	3.84	30	3.81	30	3.82
40	3.79	40	3.82	40	3.82	40	3.79	40	3.8
50	3.78	50	3.81	50	3.81	50	3.78	50	3.79
60	3.78	60	3.81	60	3.81	60	3.78	60	3.79
70	3.78	70	3.81	70	3.81	70	3.78	70	3.79
80	3.78	80	3.81	80	3.81	80	3.78	80	3.79
90	3.78	90	3.81	90	3.81	90	3.78	90	3.79
100	3.78	100	3.81	100	3.81	100	3.78	100	3.79
Diferencia	0.23		0.25		0.25		0.27		0.24

Tabla 4.2 Datos obtenidos de las pruebas al módulo Peltier con 45 °C y 23V.

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamb} $\mathsf{T}_{\mathsf{amb}}$=24°C, $\mathsf{P}_{\mathsf{ent}}$=1.2PSI_g, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $$\dot{m}$=1.6L/min, $$$

Con V=23 volts

Prueba 1	T _{Ent} =4.8 V	Prueba 2	T _{Ent} =4.61 V	Prueba 3	T _{Ent} =4.66 V	Prueba 4	T _{Ent} =4.57 V	Prueba 5	T _{Ent} =4.57 V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	4.26	0	4.03	0	4.08	0	4.04	0	4.03
10	4.13	10	3.95	10	3.98	10	4	10	3.94
20	4.01	20	3.85	20	3.89	20	3.88	20	3.85
30	3.96	30	3.81	30	3.84	30	3.82	30	3.81
40	3.94	40	3.79	40	3.82	40	3.8	40	3.79
50	3.93	50	3.77	50	3.81	50	3.8	50	3.78
60	3.93	60	3.77	60	3.81	60	3.8	60	3.78
70	3.93	70	3.77	70	3.81	70	3.8	70	3.78
80	3.93	80	3.77	80	3.81	80	3.8	80	3.78
90	3.93	90	3.77	90	3.81	90	3.8	90	3.78
100	3.93	100	3.77	100	3.81	100	3.8	100	3.78
Diferencia	0.33		0.26		0.27		0.24		0.25

Tabla 4.3 Datos obtenidos de las pruebas al módulo Peltier con 45 °C y 24V.

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamberger} \texttt{T}_{\texttt{amb}}\texttt{=}\texttt{24}^{\texttt{e}}\texttt{C},\, \texttt{P}_{\texttt{ent}}\texttt{=}\texttt{1.2}\texttt{PSI}_{\texttt{g}},\, \texttt{P}_{\texttt{sal}}\texttt{=}\texttt{1.1}\texttt{Lb}/\texttt{Pulg}^{\texttt{2}},\, \dot{m}\, \texttt{=}\, \texttt{1.6}L/min,$

Con V=24 volts

Prueba 1	T_{Ent} =4.54 V	Prueba 2	T _{Ent} =4.6 V	Prueba 3	T_{Ent} =4.54 V	Prueba 4	T_{Ent} =4.56 V	Prueba 5	T_{Ent} =4.52V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	4.02	0	4.03	0	4.02	0	4.03	0	4.03
10	3.94	10	3.96	10	3.94	10	3.96	10	3.94
20	3.85	20	3.86	20	3.84	20	3.85	20	3.85
30	3.8	30	3.81	30	3.79	30	3.81	30	3.8
40	3.79	40	3.79	40	3.78	40	3.79	40	3.78
50	3.78	50	3.78	50	3.77	50	3.78	50	3.77
60	3.78	60	3.78	60	3.77	60	3.78	60	3.77
70	3.78	70	3.78	70	3.77	70	3.78	70	3.77
80	3.78	80	3.78	80	3.77	80	3.78	80	3.77
90	3.78	90	3.78	90	3.77	90	3.78	90	3.77
100	3.78	100	3.78	100	3.77	100	3.78	100	3.77
Diferencia	0.24		0.25		0.25		0.25		0.26





Gráfica 4.1 Respuesta a 22 V con 45 °C.











Gráfica 4.3 Respuesta a 24 V con 45 °C.

Tabla 4.4 Datos obtenidos de las pruebas al módulo Peltier con 35 °C y 22V.

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamb} $$T_{amb}=25^{\circ}C, P_{ent}=1.4PSI_g, P_{sal}=1.1Lb/Pulg^2, \dot{m}=1.6L/min, $$Con V=22 volts$}$

Prueba 1	T _{Ent} =3.54 V	Prueba 2	T _{Ent} =3.63 V	Prueba 3	T _{Ent} =3.69 V	Prueba 4	T _{Ent} =3.7 V	Prueba 5	T _{Ent} =3.63 V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	3.15	0	3.19	0	3.21	0	3.22	0	3.23
10	3.1	10	3.13	10	3.14	10	3.15	10	3.17
20	3	20	3.05	20	3.06	20	3.05	20	3.09
30	2.97	30	3.01	30	3.03	30	3.04	30	3.06
40	2.95	40	3	40	3.02	40	3.03	40	3.04
50	2.95	50	3	50	3.01	50	3.03	50	3.04
60	2.95	60	3	60	3.01	60	3.03	60	3.04
70	2.95	70	3	70	3.01	70	3.03	70	3.04
80	2.95	80	3	80	3.01	80	3.03	80	3.04
90	2.95	90	3	90	3.01	90	3.03	90	3.04
100	2.95	100	3	100	3.01	100	3.03	100	3.04
Diferencia	0.20		0.19		0.20		0.19		0.19

Tabla 4.5 Datos obtenidos de las pruebas al módulo Peltier con 35 °C y 23V.

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamb} $\mathsf{T}_{\mathsf{amb}}$=25°C, $\mathsf{P}_{\mathsf{ent}}$=1.4PSI_g, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $\dot{m}=1.6L/min, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $\mathcal{m}=1.6L/min, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.6L/min, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.6L/min, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$

Con V=23 volts

Prueba 1	T _{Ent} =3.64 V	Prueba 2	T _{Ent} =3.69 V	Prueba 3	T _{Ent} =3.72 V	Prueba 4	T _{Ent} =3.72 V	Prueba 5	T _{Ent} =3.75 V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	3.23	0	3.25	0	3.27	0	3.29	0	3.29
10	3.18	10	3.18	10	3.2	10	3.22	10	3.25
20	3.09	20	3.1	20	3.11	20	3.14	20	3.14
30	3.06	30	3.07	30	3.09	30	3.11	30	3.12
40	3.04	40	3.06	40	3.07	40	3.09	40	3.1
50	3.04	50	3.06	50	3.07	50	3.09	50	3.1
60	3.04	60	3.06	60	3.07	60	3.09	60	3.1
70	3.04	70	3.06	70	3.07	70	3.09	70	3.1
80	3.04	80	3.06	80	3.07	80	3.09	80	3.1
90	3.04	90	3.06	90	3.07	90	3.09	90	3.1
100	3.04	100	3.06	100	3.07	100	3.09	100	3.1
Diferencia	0.19		0.19		0.2		0.2		0.19

Tabla 4.6 Datos obtenidos de las pruebas al módulo Peltier con 35 °C y 24V.

Datos de la prueba:

 $\label{eq:Tamb} $\mathsf{T}_{\mathsf{amb}}$=25°C, $\mathsf{P}_{\mathsf{ent}}$=1.4PSI_g, $\mathsf{P}_{\mathsf{sal}}$=1.1Lb/Pulg^2, $$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$$= 1.6L/min, $$$

Con V=24 volts

Prueba 1	T_{Ent} =3.7 V	Prueba 2	T_{Ent} =3.7 V	Prueba 3	T _{Ent} =3.76 V	Prueba 4	T _{Ent} =3.79 V	Prueba 5	T _{Ent} =3.78 V
t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)	t (Seg)	T Sal (volts)
0	3.32	0	3.33	0	3.33	0	3.34	0	3.34
10	3.23	10	3.27	10	3.28	10	3.27	10	3.29
20	3.17	20	3.19	20	3.18	20	3.19	20	3.2
30	3.13	30	3.15	30	3.15	30	3.16	30	3.16
40	3.13	40	3.13	40	3.13	40	3.14	40	3.14
50	3.13	50	3.13	50	3.13	50	3.14	50	3.14
60	3.13	60	3.13	60	3.13	60	3.14	60	3.14
70	3.13	70	3.13	70	3.13	70	3.14	70	3.14
80	3.13	80	3.13	80	3.13	80	3.14	80	3.14
90	3.13	90	3.13	90	3.13	90	3.14	90	3.14
100	3.13	100	3.13	100	3.13	100	3.14	100	3.14
Diferencia	0.19		0.2		0.2		0.2		0.2





Gráfica 4.4 Respuesta a 22 V Respuesta a 24 V con 35 °C.





Gráfica 4.5 Respuesta a 23 V Respuesta a 24 V con 35 °C.



Gráfica 4.6 Respuesta a 24 V Respuesta a 24 V con 35 °C.

Anexo 3 Datos de especificación electrónicos

Datos de especificación de la fuente para el modulo Peltier



500W Single Output with PFC Function

SP-500 series



Features :

- Universal AC input / Full range
- Built-in active PFC function, PF>0.95
- · Protections: Short circuit / Overload/ Over voltage / Over temperature
- · Forced air cooling by built-in DC fan
- Built-in cooling Fan ON-OFF control
- Built-in remote ON-OFF control
- Built-in remote sense function
- Built-Inferiote sense function
- Fixed switching frequency at 110KHz
- 3 years warranty

SPECIFICATION SP-500-27 SP-500-48 MODEL SP-500-12 SP-500-13.5 SP-500-15 SP-500-24 DC VOLTAGE 24V 13.5V 15V 27V 48V 12V RATED CURRENT 40A 36A 32A 20A 18A 10A CURRENT RANGE 0~20A $0 \sim 40A$ 0~18A 0~10A 0~36A 0~32A RATED POWER 480W 486W 480W 480W 486W 480W RIPPLE & NOISE (max.) Note.2 240mVp-p 240mVp-p 240mVp-p 240mVp-p 200mVp-p 300mVp-p OUTPUT VOLTAGE ADJ. RANGE 10~13.2V 12~15V 13.5 ~ 18V 20~26.4V 24~30V 41~56V VOLTAGE TOLERANCE Note.3 1.0% 1.0% 1.0% 1.0% 1.0% 1.0% LINE REGULATION 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% LOAD REGULATION 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% 0.5% SETUP, RISE TIME 1500ms, 50ms at full load HOLD UP TIME (Typ.) 24ms at full load VOLTAGE RANGE 88~264VAC 124~370VDC Note.5 FREQUENCY RANGE 47~63Hz POWER FACTOR (Typ.) PF>0.95/230VAC PF>0.95/115VAC at full load EFFICIENCY(Typ.) INPUT 84% 84% 85.5% 86.5% 87% 83% AC CURRENT (Typ.) 7A/115VAC 3.5A/230VAC INRUSH CURRENT (Typ.) 18A/115VAC 36A/230VAC LEAKAGE CURRENT <3.5mA/240VAC 105 ~ 135% rated output power OVERLOAD Protection type : Fold back current limiting, recovers automatically after fault condition is removed 18~21V 57.6~67.2V PROTECTION 13.8~16.2V 15.5~18.2V 27.6~32.4V 31~36.5V OVER VOLTAGE Protection type : Hiccup mode, recovers automatically after fault condition is removed FAN CONTROL, O.T.P. RTH1 or RTH2 \geq 50°C FAN ON, \leq 45°C FAN OFF, \geq 70°C output shutdown REMOTE CONTROL FUNCTION RC+/RC-: Short = power on ; Open = power off WORKING TEMP. -10 ~ +50°C (Refer to output load derating curve) 20~90% RH non-condensing WORKING HUMIDITY -20 ~ +85°C, 10 ~ 95% RH STORAGE TEMP., HUMIDITY ENVIRONMENT TEMP COFFEICIENT 0.03%/°C (0~50°C) VIBRATION 10 ~ 500Hz, 2G 10min./1 cycle, period for 60min. each along X, Y, Z axes SAFETY STANDARDS UL60950-1, TUV EN60950-1 approved WITHSTAND VOLTAGE I/P-O/P:3KVAC I/P-FG:1.5KVAC O/P-FG:0.5KVAC SAFETY & ISOLATION RESISTANCE I/P-O/P, I/P-FG, O/P-FG:100M Ohms/500VDC EMC **EMI CONDUCTION & RADIATION** Compliance to EN55022 (CISPR22) Class B (Note 4) HARMONIC CURRENT Compliance to EN61000-3-2,-3 EMSIMMUNITY Compliance to EN61000-4-2,3,4,5,6,8,11; ENV50204, light industry level, criteria A MTBF 133.4K hrs min. MIL-HDBK-217F (25°C) OTHERS DIMENSION 170*120*93mm (L*W*H) 1.9Kg; 8pcs/15.5Kg/1.06CUFT PACKING 1. All parameters NOT specially mentioned are measured at 230VAC input, rated load and 25°C of ambient temperature NOTE 2. Ripple & noise are measured at 20MHz of bandwidth by using a 12" twisted pair-wire terminated with a 0.1uf & 47uf parallel capacitor. 3. Tolerance : includes set up tolerance, line regulation and load regulation. 4. The power supply is considered a component which will be installed into a final equipment. The final equipment must be re-confirmed that it still meets EMC directives. 5. Derating may be needed under low input voltages. Please check the derating curve for more details.

File Name: SP-500-SPEC 2007-10-25



File Name: SP-500-SPEC 2007-10-25

Datos de especificación de él modulo Peltier

LC-200 Peltier-Thermoelectric Liquid Cooler



- The cooler can easily be customized for production-sized orders to meet your exact requirements.
- Can be customized with swirl inserts in the liquid loops to improve heat transfer at low flow rates.
- Threaded hole located in liquid exchanger provides for easy attachment of a temperature sensor.
- CE marked, RoHS compliant



1590 Keane Drive Traverse City, MI 49696-8257 www.tetech.com TEL: 231-929-3966 FAX: 231-929-4163 email: cool@tetech.com

C-200 12-JAN-2011 Page 1 of 3

NOTE: All specifications are subject to change without notice.





November 2000

Datos de especificación del sensor de temperatura de precisión LM35

National Semiconductor

LM35 Precision Centigrade Temperature Sensors

General Description

The LM35 series are precision integrated-circuit temperature sensors, whose output voltage is linearly proportional to the Celsius (Centigrade) temperature. The LM35 thus has an advantage over linear temperature sensors calibrated in

* Kelvin, as the user is not required to subtract a large constant voltage from its output to obtain convenient Centigrade scaling. The LM35 does not require any external calibration or trimming to provide typical accuracies of \pm ¼'C at room temperature and \pm ¾'C over a full –55 to +150°C temperature range. Low cost is assured by trimming and calibration at the wafer level. The LM35's low output impedance, linear output, and precise inherent calibration make interfacing to readout or control circuitry especially easy. It can be used with single power supplies, or with plus and minus supplies. As it draws only 60 µA from its supply, it has very low self-heating, less than 0.1°C in still air. The LM35 is rated to operate over a –55' to +150°C temperature range, while the LM35C is rated for a –40' to +110°C range (–10' with improved accuracy). The LM35 series is available packaged in hermetic TO-46 transistor packages, while the LM35C, LM35CA, and LM35D are also available in the plastic TO-92 transistor package. The LM35D is also available in an 8-lead surface mount small outline package and a plastic TO-220 package.

Features

- Calibrated directly in ° Celsius (Centigrade)
- Linear + 10.0 mV/°C scale factor
- 0.5°C accuracy guaranteeable (at +25°C)
- Rated for full -55° to +150°C range
- Suitable for remote applications
- Low cost due to wafer-level trimming
- Operates from 4 to 30 volts
- Less than 60 µA current drain
- Low self-heating, 0.08°C in still air
- Nonlinearity only ±1/4°C typical
- Low impedance output, 0.1 Ω for 1 mA load





Anexo 4 Gráficas del efecto del sobrecalentamiento y subenfriamiento.



Gráfica 5.9 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%



Gráfica 5.10 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%



Gráfica 5.11 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%



Gráfica 5.12 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%



Gráfica 5.13 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%



Gráfica 5.14 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%



Gráfica 5.15 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%



Gráfica 5.16 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%



Gráfica 5.17 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%



Gráfica 5.18 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%



Gráfica 5.19 Sobrecalentamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%



Gráfica 5.20 Subenfriamiento de 5 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%



Gráfica 5.21 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%



Gráfica 5.22 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 25%



Gráfica 5.23 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%



Gráfica 5.24 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 25%



Gráfica 5.25 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%



Gráfica 5.26 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 50%



Gráfica 5.27 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%



Gráfica 5.28 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 50%



Gráfica 5.29 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%



Gráfica 5.30 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama P-h con el ventilador al 100%



Gráfica 5.31 Sobrecalentamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%



Gráfica 5.32 Subenfriamiento de 8 °C en un diagrama T-s con el ventilador al 100%

Anexo 5 Publicaciones.

Diseño de un compensador de adelanto de fase utilizando la respuesta en frecuencia para un levitador magnético.

Instituto Politécnico Nacional

ESIME UC

Avenida santa ana No 1000, Delegación Coyoacan.

Luis A. Boisson S., Omar Jiménez Ramírez, Yebrail A. Pedraza B., Oscar J. Pineda. luisboisson@hotmail.com, cuauhpitzote@hotmail.com, yebrail.pedraza@gmail.com jposcarmx@hotmail.com.

Resumen

En este trabajo se presenta el diseño y construcción de un compensador de adelanto de fase para controlar la posición de un objeto levitante, utilizando como metodología la respuesta en frecuencia.

1. Introducción

Conjuntando las investigaciones realizadas por Nyquist y Bode a los sistemas en el dominio de la frecuencia, se pueden diseñar sistemas de control completos, usando estructuras compensadoras de atraso, adelanto y atraso-adelanto de fase [1,2]; cuyo diseño se basa enteramente en obtener información de las características de la planta en el dominio de la frecuencia, para luego aprovechar las características de estos compensadores para dar un mejor desempeño a la dinámica de la planta. Dichas características, consisten en hacer más rápido y exacto el comportamiento del sistema, en función de las necesidades que se deseen cumplir. En la actualidad los sistemas de levitación magnética tienen gran presencia en el ámbito tecnológico de los sistemas de transporte, almacenamiento de energía y otros mas, causando un gran interés en la comunidad científica para su estudio e integración a diferentes áreas de la ingeniería. El sistema de levitación que se estudia en este trabajo, por su construcción y características particulares, es inestable de forma natural; y así mismo se clasifica como sistema de fase no mínima por el comportamiento que presenta al ser sometido a entradas senoidales. Debido a que la mayoría de los sistemas son de fase mínima por naturaleza, una gran parte de los estudios de análisis y diseño de sistemas de control se han enfocado a este tipo de sistemas y se ha abandonado aquellos de fase no mínima por su escasa presencia en los problemas de Ingeniería de Control. En este trabajo se retoma el análisis con la Teoría de Control Clásico a estos sistemas, y debido a la poca información encontrada en la revisión bibliográfica, respecto a este tipo de problemas que se presentan de forma práctica. La mayoría de las veces, los métodos de diseño de compensadores por respuesta en frecuencia.

Resultan poco flexibles para obtener información del comportamiento de un sistema de control en el tiempo, debido a que la relación no es tan directa

como lo puede ser con otros métodos como el lugar geométrico de las raíces, es decir, la estimación de la respuesta en tiempo no se puede cuantizar fácilmente y por lo mismo pierde importancia. Para este trabajo se realiza el análisis y diseño de un sistema de control realimentado usando técnicas de respuesta en frecuencia mediante diagramas de Bode y de Nyquist, resaltando la importancia de estas herramientas para la obtención de un sistema robusto y bien logrado. En este trabajo se propone una metodología para diseñar compensadores de adelanto de fase, a partir de la información que se obtiene de la planta y teniendo conocimiento de las características que estos compensadores presentan en el dominio de la frecuencia.

2. Desarrollo del Sistema de Levitación

El sistema de levitación magnética construido en este trabajo [3], se conforma de cuatro sistemas con tareas específicas cuyo fin es mantener el objeto levitante en suspensión. Dichos sistemas se relacionan entre ellos como se muestra en la figura 1, los cuales se describen brevemente a continuación.



Figura 1. Esquema del sistema de levitación magnética. **Sistema de potencia.** Es la etapa encargada de regular y adecuar la señal proveniente del sistema de control a una señal de corriente con características específicas, la cual circula en el devanado del electroimán y que produce el campo magnético. Para nuestro sistema de levitación el sistema de potencia (actuador) es construido a partir de un amplificador de corriente Darlington TIP141, el cual regulará la corriente y el voltaje que circula a través de la bobina. Dicha tarea la realiza con ayuda de un circuito comparador LF353 el cual detecta la variación de corriente en la resistencia de potencia y la señal proveniente del controlador, produciendo una señal que pondrá al amplificador Darlington en corte y saturación, por lo que la bobina será sometida a dos valores de voltaje Vmax y 0V.

Sistema de control. Es el cerebro del sistema, su función es la de generar una señal adecuada (llamada acción de control) que pueda ser interpretada por el sistema de potencia en base a una entrada de referencia y la señal proveniente del sistema de medición. Las características de la señal de referencia se determinan en base a las mediciones de la posición de la esfera y el valor del voltaje que entrega el fototransistor en función de la luz infrarroja emitida por el LED.

Sistema de inducción magnética. Está formado por un electroimán, cuya labor es la de suministrar un campo magnético lo suficientemente intenso para poder vencer la fuerza de gravedad que se ejerce en el objeto levitante debido a su peso y de esta forma mantener un equilibrio de fuerzas, produciendo el fenómeno de la levitación. La bobina construida para este trabajo esta formada por 600 vueltas de alambre magneto de calibre 12, cuyo núcleo es un cilindro de hierro liso de 5 cm de longitud y un diámetro $\Delta = 1.8$ cm y que también presenta características ferromagnéticas e insignificante valor de histéresis.

Sistema de medición. Es la parte encargada de sensar la posición del objeto levitante en su desplazamiento sobre el eje vertical, proporcionando una señal de voltaje que sirve como realimentación en la estructura de control propuesta. Haciendo pruebas en el laboratorio se encontró que este sistema tiene una ganancia de 1205 v/m.

Modelo Matemático del Sistema. El movimiento de la esfera queda restringido físicamente a la dirección vertical cuyo movimiento es provocado por las fuerzas que actúan sobre la esfera, las cuales son la fuerza magnética ejercida por la bobina y la fuerza gravitacional debida al peso de la esfera; puede notarse además que estas fuerzas son colineales y opuestas. El modelo que rige el comportamiento de la esfera en levitación está dada por la ecuación diferencial:

donde m es la masa del objeto levitante (esfera), g es la constante de gravedad, Fm es la fuerza ejercida por el campo magnético sobre la esfera y x es la distancia de separación que existe entre el núcleo de la bobina y el objeto levitante.Se debe considerar la co-energía magnética que actúa en el objeto levitante, la cual está en función de la distancia de separación x y de la corriente que circula por la bobina i, esto es:

$$W(i,x) = \frac{1}{2}L(x)i^2$$
.....(1.2)

La fuerza de origen magnético que actúa sobre la esfera, se produce por los cambios que sufre la coenergía magnética al variar la distancia x, esto es:

$$f = \frac{\partial W(i,x)}{\partial x} = -\frac{L_0}{2a}i^2 e^{-\frac{x}{a}} \dots \dots \dots (1.3)$$

Cuando se llega al equilibrio estático las fuerzas se neutralizan entre ellas, produciendo el estado de levitación en un punto de equilibrio donde la distancia de separación x = d y la corriente i = I, produciendo que mg = f (I, d).

La ecuación diferencial que describe la posición de la esfera en cualquier instante de tiempo, queda expresada como:

$$m\frac{d^{2}x}{dt^{2}} - \frac{N^{2}L_{d}I^{2}}{2a^{2}}x + \frac{N^{2}L_{d}I}{a}i = 0......(1.4)$$

Aplicando transformada de Laplace con condiciones iniciales igual a cero a la ecuación (1.4), para conocer la dinámica del sistema de acuerdo a la ubicación de sus polos, se obtiene la función de transferencia dada por:

$$\frac{X'(s)}{I(s)} = \frac{-\frac{2g}{I}}{s^2 - \frac{g}{a}} = \frac{-7.5785}{s^2 - 2452.5} \dots \dots (1.5)$$

La función de transferencia donde la distancia de separación x es una señal de voltaje, por lo que:

$$\frac{X_o(s)}{I(s)} = \frac{-9132.09}{s^2 - 2452.5} \dots \dots (1.6)$$

Donde XO(s) representa la posición de la esfera sobre el eje vertical e I(s) es la corriente eléctrica que circula a través de la bobina.

Estructura del Sistema de Control Automático Propuesto. La estructura que se propone para controlar el sistema de levitación se muestra en la figura. El sumador compara la señal de referencia con la señal de salida del sistema, produciendo de esta forma la señal de error e(t), después el compensador adelanto de fase procesa la señal e(t) obteniendo así, la señal de control m(t). La salida del controlador automático excita al circupoque potencia (actuador), el cual manipula la posición de la esfera metálica por medio de una variación de corriente en la bobina que forma el levitador.
El elemento de medición es un dispositivo que convierte la variable de salida (posición de la esfera) en una variable de voltaje adecuada que se utiliza para comparar la salida con la señal de entrada de referencia.



Figura 2. Diagrama a bloques del sistema de levitación.

La ecuación característica correspondiente al diagrama a bloques del sistema de control esta dado como:

$$P(s) = 1 - G(s)H(s) = 0$$
.....(1.7)

Si sustituimos la función de transferencia de lazo abierto G(s)H(s) por su respectiva Gp(s) incluyendo su signo, en la ecuación anterior, se produce cambio de signo que esperamos, esto es:

$$P(s) = 1 - (-G_p(s)) = 1 + G_p(s) = 0 \dots (1.8)$$

Una vez obtenido este resultado debemos rectificar el diagrama de Nyquist y el diagrama de Bode de nuestra planta los cuales sufren leves modificaciones, como se ve en las figuras 3 y 4.

La figura 4 muestra el cambio de fase que sufre el sistema una vez que se inserta la realimentación positiva, donde además sigue sin existir rodeo alguno al punto -1, por lo que la inestabilidad del sistema permanece.



Figura 3. Diagrama de Bode modificado de la planta.



Figura 4. Diagrama de Nyquist modificado de la planta.

Ambos diagramas nos muestran el cambio de fase que sufre la respuesta en frecuencia de nuestra planta al elegir la realimentación positiva. Por lo que su margen de fase pasa a ser de -180° . Por el contrario, las frecuencias a las cuales se miden ambos márgenes no cambian, incluyendo el margen de ganancia.

El margen de fase de 0° , indica que el sistema esta al borde de la inestabilidad y por consiguiente si nosotros agregamos un compensador con un margen de fase específico (ya sea positivo o negativo), todo el sistema adquirirá este margen y por lo tanto; la estabilidad relativa del sistema depende de que estructura se añada a la trayectoria directa, del mismo.

Diseño del Compensador de Adelanto de Fase. En nuestro sistema deseamos que al compensarlo, en primera se estabilice y para ello proponemos un margen de fase Mf = 70° , lo que implica tener una respuesta en el tiempo estable y amortiguada. Por otro lado se propone un coeficiente de error de posición Kp = 20, lo que implica obtener un error en estado estacionario $|eSS| \cong 6\%$.

El primer paso para realizar el diseño del compensador de adelanto de fase, es obtener el valor de la ganancia de lazo K que nos permita cumplir con el valor del coeficiente de error Kp requerido, el cual es una de nuestras especificaciones de diseño; entonces usamos la ecuación (1.9) para llevarla a una forma conveniente:

$$G_{C}(s) = \frac{K_{C}}{\alpha} \frac{1 + \tau s}{1 + \tau s/\alpha} = K_{C} \frac{s + 1/\tau}{s + \alpha/\tau} = K G_{C}'(s) \dots \dots (1.9)$$

Donde $K = KC/\alpha$ que es la ganancia de lazo del sistema compensado y GC'(s) es la función de transferencia del sistema excluyendo la ganancia de lazo. El valor de Kp esta dado como

$$K_{p} = \lim_{s \to 0} G(s)H(s) = \lim_{s \to 0} G_{C}(s)G_{p}(s) \dots \dots (1.10)$$

Sustituyendo los valores de GC (s) y de Gp (s) en la ecuación anterior se tiene:

$$K_{p} = \lim_{s \to 0} KG_{c}'(s) \frac{9132.09}{s^{2} - 2452.5} = \lim_{s \to 0} K \frac{1 + \tau s}{1 + \tau s/\alpha} \frac{9132.09}{s^{2} - 2452.5} = 20 \cdots (1.11)$$

Evaluando el límite obtenemos que K = -5.37proporcionando un error en estado estacionario eSS = -5.27%, lo que significa que la respuesta de nuestro sistema ante una entrada escalón será 5.27% mayor al valor de referencia en estado estacionario. Para futuros cálculos usaremos el valor de |K| = 5.37 por conveniencia matemática.

El siguiente paso consiste en determinar el valor de ϕ m requerido del compensador y como vimos nuestra planta no presenta contribución alguna de ángulo; entonces elegimos ϕ m igual al margen de fase deseado de 70°, lo que nos lleva a obtener el primer parámetro del compensador, es decir:

$$\alpha = \frac{1 + sen \, \phi_m}{1 - sen \, \phi_m} = \frac{1 + sen \, 70^\circ}{1 - sen \, 70^\circ} = 32.16 \dots (1.12)$$

La frecuencia a la cual se presenta el máximo defasamiento ϕ_m es en $\omega_m = \sqrt{\alpha/\tau}$. Para localizar ωm en el diagrama de Bode de la planta debemos conocer cual es la contribución en dB en la gráfica de magnitud para este valor de frecuencia, es decir:

$$\left|G_{C}'(j\omega)\right|_{dB} = -20 \log \left|\frac{1+j\omega\tau}{1+j\omega\tau/\alpha}\right|_{\omega=\frac{\sqrt{\alpha}}{\tau}} = -20 \log \sqrt{\alpha} \qquad \dots \dots (1.13)$$

Sustituimos el valor de la constante de atenuación en la ecuación anterior, y queda:

$$|G_{C}'(j\omega)| = -20 \log \sqrt{32.16} = -15.073 \, dB$$
 (1.14)

A este valor de ganancia lo debemos localizar en el diagrama de Bode [4]. La frecuencia que resulte de la extrapolación será ω m, la cual se convertirá en la frecuencia cero cuando el sistema haya sido compensado, resultado de la cancelación de ganancias tanto de la planta como del compensador. Con el valor de |K| procedemos a sustituirlo en la función de transferencia de la planta, para elaborar el diagrama de Bode correspondiente, para la siguiente función de transferencia:

$$G_{p}'(s) = |K|G_{p}(s) = \frac{(5.37)(9132.05)}{s^{2} - 2452.5} = \frac{49039.32}{s^{2} - 2452.5} \dots (1.15)$$



Figura 5. Diagrama de Bode de la planta con la ganancia $|\mathbf{K}| = 5.37$.

En la figura anterior podemos ver que la ganancia de -15.073 dB ocurre en $\omega_m = 524$ rad/seg que es el punto de nuestro interés. Con el valor de ω_m , α y usando la ecuación (1.16), determinamos el valor de τ que nos faltaba, esto es:

$$\tau = \frac{\sqrt{\alpha}}{\omega_m} = \frac{\sqrt{32.16}}{524 \ rad \ / \ seg} = 0.0108$$
......(1.16)

De la función de transferencia del compensador podemos ver que la frecuencia del cero ωz y la frecuencia del polo ωp , se determinan a partir de:

$$\omega_{z} = \frac{\omega_{m}}{\sqrt{\alpha}} = \frac{1}{\tau} = 92.4 \ rad / seg \dots (1.17)$$
$$\omega_{p} = \sqrt{\alpha} \ \omega_{m} = \frac{\alpha}{\tau} = 2971.6 \ rad / seg \dots (1.18)$$
$$K_{C} = \alpha K = 172.7 \dots (1.19)$$

Con este resultado se completa la obtención de los parámetros del compensador de adelanto y podemos proceder a sustituir los valores en la ecuación (1.20), quedando:

$$G_C(s) = 172.7 \frac{s+92.4}{s+2971.6} \dots (1.20)$$

. . .

La figura 6 muestra el diagrama de Bode del sistema compensado. Se observa que el margen de fase es de 70° , como lo habíamos planteado; y se tiene una gran tolerancia antes llevarlo a la inestabilidad esto debido al margen de ganancia de -26 dB. Quiere decir que para que nuestro sistema compensado sea llevado a la inestabilidad, la ganancia KC debe incrementarse 26 dB con respecto a su valor calculado.



Figura 6. Diagrama de Bode del sistema con el compensador de adelanto.

En la figura 7 se muestra el diagrama de Nyquist del sistema compensado, donde vemos que el punto -1, ha sido rodeado una vez en sentido antihorario, por lo que N = -1, se tiene un polo en s = 49.52 por lo que P = 1; sustituyendo estos valores en el criterio de Nyquist

$$Z = N + P = -1 + 1 = 0$$
 ...(1.21)

El resultado anterior nos indica que el sistema compensado no presentará polos de lazo cerrado en el semiplano derecho s, por lo tanto el sistema es estable.

Con la información que proporcionan los dos diagramas se comprueba que el diseño del compensador ha sido exitoso, por lo que procedemos a realizar la simulación de la respuesta en el tiempo ante una entrada escalón, utilizando la plataforma Simulink, cuyo resultado se muestra en la figura 8.



Figura 7. Diagrama de Nyquist del sistema con el compensador de adelanto.

Para realizar la simulación proponemos aplicar a la entrada del sistema una señal cuadrada de 2 Vpp a 2 Hz con una componente de corriente directa de 2 V, lo cual aparenta ser una serie de funciones escalón con frecuencia específica. Podemos ver que efectivamente la respuesta presenta un error en estado estacionario del 6%, esto es debido por una parte a

que el sistema compensado sigue siendo de tipo cero y por otra el valor que se propuso del coeficiente de error estático Kp. Vemos, también que el tiempo de establecimiento es de 0.05 segundos, lo cual es muy corto y es debido principalmente ancho de banda que presenta el sistema compensado, que es de 600 rad/seg aproximadamente, como se ve en la figura 6.



Figura 8. Respuesta del sistema con el compensador de adelanto ante una entrada escalón unitario.

Debido a que hemos cumplido con las especificaciones de diseño planteadas para este compensador, lo que queda es determinar los valores de los capacitores y resistencias que forman el circuito electrónico del compensador de adelanto propuesto. El circuito electrónico del compensador de adelanto [5] se muestra en la figura 9:



Figura 9. Circuito electrónico del compensador de adelanto.

La función de transferencia del compensador de adelanto de fase electrónico, donde Ei(s) es el error que se produce al comparar la entrada de referencia y la salida del sistema y M(s) es la acción de control.

$$\frac{M(s)}{E_i(s)} = \frac{R_4}{R_3} \frac{R_2}{R_1} \frac{R_1 C_1 s + 1}{R_2 C_2 s + 1} \dots \dots (1.22)$$

Los parámetros del controlador se encuentran definidos en términos de los valores de las resistencias y capacitores que forman el circuito electrónico.

Relacionando la ecuación encontramos las ecuaciones que muestran dicha información:

$$c = R_1 C_1 \dots (1.23)$$

$$\alpha = \frac{R_1}{R_2} \dots \dots (1.24)$$
$$K_C = \frac{R_4}{R_5} \dots \dots (1.25)$$

Proponemos valores de los capacitores $C_1 = 10\mu F$ y $C_2 = 1\mu F$, por conveniencia., ya que es más fácil realizar arreglos de resistencias para obtener los valores calculados, que encontrar los valores de los capacitores en el mercado. Relacionando las ecuaciones (1.23), (1.24) y (1.20) obtenemos los valores de $R_1 = 1082.25\Omega$, $R_2 = 335.82\Omega$ y proponiendo a $R_3 = 1$ K Ω se encuentra a $R_4 = 17.275K\Omega$.

RESULTADOS PRÁCTICOS

Como parte fundamental de este trabajo se realizaron las pruebas de funcionamiento del sistema en forma práctica, con la intención de resaltar la veracidad del diseño realizado. La forma de onda que se eligió fue una señal cuadrada, de tal forma que se pudiera apreciar un cambio de posición de la esfera de arriba hacia abajo en cada intervalo de tiempo. La respuesta del sistema usando el compensador de adelanto se muestra en la figura 10, donde se aprecia un buen funcionamiento en estado transitorio (sobreimpulso reducido) y un error en estado estacionario del -6%, lo que implica que la salida es 90 mV mayor o menor a la entrada, en estado estacionario, dependiendo el semiciclo de la señal de entrada al cual esté respondiendo.

El tiempo de establecimiento es de 40 ms, el cual es muy parecido al obtenido en la simulación.



Figura 10. Respuesta del sistema con el compensador de adelanto.

El comportamiento del error e(t) entre la señal de referencia y la señal de salida del sistema controlado con un compensador de adelanto de fase se muestra en la figura 11.

Se puede apreciar la diferencia que existe entre ambas señales, tanto en estado estacionario como en

el transitorio. Siendo más específicos, podemos darnos cuenta que la señal de error varia con una diferencia de 90 mV entre cada cambio, comprobando el error en estado estacionario que detectamos en la figura anterior.



Figura 11. Señal de error del sistema usando el compensador de adelanto.

CONCLUSIONES

En este trabajo se diseñó y construyó un compensador analógico de adelanto de fase con amplificadores operacionales para controlar el sistema de levitación. Los resultados que se obtuvieron en las simulaciones fueron satisfactorios. En forma práctica, los resultados que se obtuvieron al probar electrónicamente el compensador, fueron buenos, mostrándonos una respuesta en el tiempo con una constante de tiempo de 40 ms y un error en estado estacionario del 6%.

REFERENCIAS

- 1. Cho D., Kato Y., Spilmar D., 1993. "Sliding Mode and Cassical Control of Magnetic Levitation System", IEEE Contr. Syst, Magazine, vol. 13, no. 1,pp.42-48.
- 2. Hurley W.G., Wolfle W.H. Mayo 1997, "Electromagnetic Design of a Magnetic Suspension System", in IEEE Transactions on education, Vol.40, No. 2.
- O. Jiménez Ramírez, J.F. Márquez Rubio, B del Muro Cuellar, Javier Romero Ibarra; "Diseño de un Compensador de Atraso-Adelanto de Fase para un Sistema de Levitación Electromagnético", XIII Convención Científica de Ingeniería y Arquitectura (CCIA 13) La Habana, noviembre 28- diciembre 1 2006.
- 4. Katsuhiko Ogata 1987, "Ingeniería de Control Moderna", Prentice Hall, p.p. 280-292.
- 5. Julio Forcada G., "El Amplificador Operacional", Alfaomega, p.p. 13-39.



Luis Alberto Boisson Sarabia. Ingeniero en Electrónica, egresado de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa. Actualmente cursando la Maestría en Ciencias de Ingeniería en Microelectrónica en el IPN, ESIME Culhuacan.



Dr. Omar Jiménez Ramírez, Profesor de tiempo completo desde 1993 en el IPN, ESIME Culhuacan. Ingeniero en comunicaciones y electrónica egresado de ESIME unidad Zacatenco en 1992. Obtención del grado de M. en C en microelectrónica en ESIME unidad Culhuacan en 2003.



Yebrail Antonio Pedraza Beltran. Ingeniero Electromecánico. Actualmente cursando la Maestría en Ciencias de Ingeniería en Microelectrónica en la ESIME Culhuacan. SEPI.



Oscar José Pineda. Ingeniero Mecánico. Actualmente cursando el cuarto semestre de la Maestría en Sistemas Energéticos en la ESIME Culhuacan SEPI.

Influencia del enfriamiento en el condensador sobre la eficiencia de un sistema de refrigeración

Oscar José Pneda¹ Ignacio Carvajal Mariscal² Cuauhtémoc Jiménez Castillo² Juan Abugaber Francis⁴

¹ESIME Unidad Culhuacan Av. Santa Ana No. 1000, Col. San Francisco Culhuacan, Coyoacán, D.F.

²ESIME Unidad Zacateco Av. Instituto Politécnico Nacional s/n, Unidad Profesional "Adolfo López

Mateos",

Edif. 5, Col. Lindavista del. Gustavo A. Madero, México, D.F. C.P. 07738 Teléfono: (55) 5729-6000 ext. 54754 Email: jc_cuauhtemoc@hotmail.com

Resumen — En este trabajo se presentan los resultados de la evaluación de la influencia que tiene el calor retirado en el condensador sobre la eficiencia de un sistema de refrigeración por compresión de vapores. Se realizó una investigación experimental en una instalación de pruebas para refrigeración industrial. Se estudiaron diferentes porcentajes de enfriamiento del condensador 25%, 50% y 100%, variando la velocidad del ventilador. Con esto se simularon las condiciones de temperatura ambiente que pueden presentarse durante el año. Los resultados se presentan en forma de diagramas temperatura-entropía y presión-entalpía. Se encontró que la disminución en la cantidad de calor retirado en el condensador tiene una influencia negativa en el sistema. Por ejemplo, se incrementa el consumo de potencia eléctrica del compresor en más del 10%.

Palabras Clave – Condensador, COP, experimentación.

Abstract — This work presents the results of the evaluation of the influence of heat removed in the condenser on the efficiency of a system of vapor compression refrigeration. Experimental research was conducted in a test facility for industrial refrigeration. We studied different condenser cooling rates 25%, 50% and 100% by varying the fan speed. This is simulated temperature conditions that may occur during the year. The results are presented in a temperatureentropy diagram and pressure-enthalpy. It was found that the decrease in the amount of heat removed in the condenser has a negative influence on the system. For example, increases the electrical power consumption of the compressor in more than 10%.

Keywords — Condenser, COP, experimentation

I. INTRODUCCIÓN.

Los sistemas de refrigeración tienen un gasto de energía elevado, representan aproximadamente el 20% del consumo de energía eléctrica del país [1]. El bajo coeficiente de operación (COP) y en consecuencia un alto consumo de energía, genera un mayor gasto económico. Por otro lado, el parámetro que mas causa efectos positivos o negativos en los sistemas de refrigeración es la temperatura ambiente ya que es la que se tiene que abatir para poder conservar, refrigerar o congelar un producto.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en esos ciclos son se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la Fig. 1 En este caso Q_e es la magnitud de calor extraído del espacio a una temperatura T_e ; Q_c es la magnitud de calor rechazado hacia el espacio a una temperatura T_c ; y $W_{neto\ entrada}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador.



Fig. 1 El objetivo del refrigerador es extraer calor (Q_e) del medio frio.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor tiene cuatro componentes:

Evaporador, compresor, condensador, y válvula de expansión (o estrangulamiento) Fig. 2.

1. Compresor: Es el elemento que suministra energía al sistema. El refrigerante llega en estado gaseoso al compresor y aumenta su presión.

2. Condensador: El condensador es un intercambiador de calor, en el que se disipa el calor absorbido en el evaporador (más adelante) y la energía del compresor.

En el condensador el refrigerante cambia de fase pasando de gas a líquido.

3. Válvula de expansión: El refrigerante líquido entra en el dispositivo de expansión donde reduce su presión. Al reducirse su presión se reduce bruscamente su temperatura. 4. Evaporador: El refrigerante a baja temperatura y presión pasa por el evaporador, que al igual que el condensador es un intercambiador de calor, y absorbiendo el calor del recinto donde está situado. El refrigerante líquido que entra al evaporador se transforma en gas al absorber el calor del recinto.



Figura 2. Esquema del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor consiste en cuatro procesos Fig. 3 a) y b).



Fig. 3 a) y b). Diagrama T-s y diagrama p-h para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapores.

1-2 Compresión isoentrópica en un compresor. Entra vapor saturado al compresor adiabáticamente y se comprime isoentropicamente (igual entropía S=constante) hasta llegar a la presión del condensador aumentando la temperatura del refrigerante a un valor mayor que la del medio circundante.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador. Entra en el condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido saturado.

3-4 Estrangulamiento en una válvula de expansión. El refrigerante líquido saturado se expande adiabáticamente (sin transmisión de calor dQ = 0) e isentálpica (igual entalpía H=constante).

4-1 Adición de calor a presión constante en el evaporador. Se evapora el refrigerante de forma isotérmica (igual temperatura) e isobárica (igual presión P= constante) absorbiendo calor del espacio refrigerado.

Uno de los más importantes elementos de estudio este sistema de refrigeración es el condensador, ya que al modificar la carga del ventilador para enfriar este mismo, todo el ciclo de sufre un cambio considerable en primer lugar en que al condensar el vapor refrigerante este al tener el 100% de carga el calor que extrae con mayor facilidad para ser condensado el refrigerante, así mismo al pasar por la válvula de expansión y después al evaporador, el refrigerante tiene más posibilidad de incrementar el calor que se le retira al espacio o sustancia que se quiere refrigerar, por otro lado si la carga del ventilador al condensador el refrigerante se condensa con mayor dificultad al 100% teniendo una mezcla de liquidovapor, todos estos cambios pueden hacer que el coeficiente de operación (COP) incremente o disminuya [3] y [4].

II. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.

El equipo usado en esta instalación es un Banco Entrenador de Refrigeración Industrial. Entre las diferentes características importantes obtenidas se encuentran el flujo de refrigerante y diferentes presiones en el ciclo. El funcionamiento del sistema se determina examinando su ciclo termodinámico está representado por la serie completa de procesos o cambios físicos que experimenta el refrigerante en el sistema.

En cada componente del Banco Entrenador, cambian algunas propiedades físicas del refrigerante, a estos cambios se le conoce con el nombre de procesos. Debido a que el refrigerante circula en un circuito cerrado, a la serie de cambios se le llama ciclo. Esto es cuando el refrigerante retorna al mismo lugar en el sistema, recobra también la misma condición física. A esta situación se le aplica el nombre de operación estado uniforme. El refrigerante fluye a un régimen constante y sus propiedades en cualquier punto son las mismas.

En referencia a esto, debió a que el Banco cuenta con tres diferentes válvulas (expansión, automática y tubo capilar) y pueden ocurrir perturbaciones durante la operación solo por corto tiempo se volverá inestable, ya que al cambiar de régimen de flujo, cambian las propiedades. No obstante después de un breve periodo, se tienen unas nuevas condiciones uniformes pero para este caso de estudio se trabajo únicamente con dos válvulas de expansión, una para cada evaporador.

III. PROCESO EN EL DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO (A ENTALPIA CONSTANTE).

El punto 3 Fig. 2, representa la condición del refrigerante que sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo, puesto que se supone que no tienen lugar cambios en la tubería. El refrigerante sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo como un líquido saturado a la temperatura de condensación.

Cuando el refrigerante fluye a través de la restricción en el dispositivo de control de flujo, su presión cae súbitamente hasta la presión del lado de baja, en 4. A este proceso se le llama a veces estrangulación o expansión. Debido a que el refrigerante fluye con gran rapidez y a que el dispositivo de control de flujo tiene una superficie muy pequeña, no existe prácticamente intercambio alguno de calor entre el refrigerante y el medio circundante. Puesto que no hay transferencia de calor de o hacia el refrigerante, no cambia su entalpia.

La línea 3-4 del proceso es por lo tanto una línea vertical (sin cambio de entalpia) que baja hasta la presión de evaporación (presión del lado de baja), correspondiente a la temperatura de evaporación. El refrigerante que entra al dispositivo de control de flujo es un líquido saturado a una temperatura relativamente alta (punto 3). A la salida del dispositivo de control de flujo se halla a una baja temperatura y es una mezcla de líquido y vapor (punto 4).

Como el refrigerante no cede ningún calor al medio circundante y tiene la misma entalpia, esto ocurre debido a que una parte del líquido se evapora debido a la súbita caída de presión.

IV. EL PROCESO EN EL EVAPORADOR (A PRESIÓN CONSTANTE).

Las condiciones en el punto 4 a la salida de la válvula de expansión se supone que es la condición a la entrada del evaporador. Así mismo que no hay caída de presiona través del evaporador, porque es un proceso a presión constante. La carga que se debe enfriar esta a una temperatura más elevada que la de refrigerante en el evaporador; por consiguiente el calor fluye a través de las paredes de los tubos del evaporador. Como el refrigerante liquido ya se encuentra en un estado saturado, el calor adquirido hace que se evapore cuando fluye por el evaporador. La línea del proceso 4-1 en el evaporador es por consiguiente una línea horizontal (a presión constante) y dirigida hacia la derecha, puesto que el refrigerante gana calor y aumenta su entalpia. El refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado (punto 1).

V. EFECTO DE REFRIGERACIÓN.

El aumento de la entalpia del refrigerante en el evaporador se conoce como el efecto de refrigeración (E.R.) y se expresa en kJ/kg o Btu/lb. Se le llama efecto de refrigeración debido a que representa así mismo la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada kilogramo o libra de refrigerante que fluye. Esto es:

$$ER = h_1 - h_4 \tag{1}$$

Donde ER es efecto de refrigeración en kJ/kg, h_4 es entalpia del refrigerante a la salida del evaporador en kJ/kg, h_1 y h_4 son entalpia del refrigerante a la entrada del evaporador en kJ/kg.

Para nuestro caso práctico utilizaremos la Fig. 6, en donde:

Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (1) tenemos:

 $\begin{array}{l} h_1 = 377.69 \ kJ/kg \\ h_4 = 235.85 \ kJ/kg \\ \text{E.R.} = 377.69 \ - 235.85 = 141.84 \ kJ/kg \\ \text{Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (1) tenemos:} \\ h_1 = 377.40 \ kJ/kg \\ h_4 = 232.73 \ kJ/kg \\ \text{E.R.} = 377.40 \ - 232.73 = 144.67 \ kJ/kg \\ \text{Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (1) tenemos:} \\ h_1 = 377.10 \ kJ/kg \\ h_4 = 231.38 \ kJ/kg \\ \text{E.R.} = 377.10 \ - 231.38 = 145.72 \ kJ/kg \end{array}$

VI. CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN.

La capacidad de refrigeración se puede hallar a través del flujo másico que circula a través del sistema como se indica a continuación:

$$\dot{Q}_L = ER\dot{m} \tag{2}$$

Donde Q_L es capacidad de refrigeración del sistema en TR, \dot{m} es flujo másico en kg/s, para el caso a estudio seguiremos usando la Fig. 6.

Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (2) se tiene:

 $\dot{m} = 0.0235 \text{ kg/s}$

E.R. = 141.84 kJ/kg $\dot{Q}_L = (0.0235)(141.84) = 3.33 \text{ kJ/s} = 0.94 \text{ TR}$ Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (2) se tiene: $\dot{m} = 0.0215 \text{ kg/s}$ E.R. = 144.67 Kj/Kg $\dot{Q}_L = (0.0215)(144.67) = 3.11 \text{ kJ/s} = 0.88 \text{ TR}$ Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (2) se tiene: $\dot{m} = 0.022 \text{ kg/s}$ E.R. = 145.72 kJ/kg $\dot{Q}_L = (0.022)(145.72) = 3.21 \text{ kJ/s} = 0.90 \text{ TR}$

VII. EL PROCESO EN EL COMPRESOR (A ENTROPÍA CONSTANTE).

Se supone que no hay cambios, como la caída de presión o el intercambio de calor en la línea de succión. Por consiguiente la condición 1 del refrigerante a la salida del evaporador es así mismo, la condición a la entrada del compresor.

En el proceso de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante (llamado proceso adiabático); además no existe fricción. Se puede demostrar que en un proceso adiabático sin fricción no hay cambio en la entropía del gas, cuando este se comprime. Un proceso a entropía constante, se conoce también como un proceso isentropico. La línea 1-2 del proceso a entropía constante se muestra en el diagrama p-h de la Fig. 3 a). Se traza una línea de entropía constante desde el punto 1, que corresponde a la condición de la entrada del compresor. La presión de descarga, a la salida del compresor es la presión de condensación, por lo tanto el punto 2, que corresponde a la condición de salida del compresor, se localiza en la intersección de las líneas de entropía constante y de presión de condensación.

Cuando se comprime el refrigerante, aumenta la presión, temperatura y entalpia como se ve en la Fig. 3 b) este valor resulta ser el calor de compresión (C.C.) el cual se define como el aumento de la entalpia del refrigerante, como resultado de la compresión.

$$C. C. = h_2 - h_1$$
 (3)

Donde C.C. es calor de compresión kJ/kg, $h_2 - h_1$ son el aumento de la entalpia del refrigerante en e l compresor kJ/kg.

Se requiere trabajo para accionar el compresor, a fin de comprimir el vapor refrigerante. Se deduce que la energía agregada al gas en forma de trabajo, aumenta en la misma cantidad el contenido de trabajo de energía del refrigerante en forma de entalpia. Esto es el trabajo de compresión es igual al calor de compresión, expresado en las mismas unidades.

$$W = C.C. = h_2 - h_1$$
 (4)

Calculando según los valores obtenidos en la grafica 8: Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (4) tenemos:

W = (409.05) - (377.69) = 31.36 kJ/kg

Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (4) tenemos:

W = (408.13) - (377.40) = 30.73 kJ/kg

Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (4) tenemos:

W = (407.29) - (377.10) = 30.19 kJ/kg

Es necesario determinar el trabajo requerido para accionar el compresor, está referido a la potencia que se puede hallar a partir del trabajo de compresión y del flujo másico, utilizando la siguiente ecuación:

$$P = Wx\dot{m}$$
(5)

Donde $\ P$ es potencia teórica requerida por el compresor en W.

Para nuestro caso a estudio se encuentran referidos en la tabla 1.

Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (5) tenemos:

P = 0.74 kW

Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (5) tenemos:

P = 0.66 kW

Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (5) tenemos:

P = 0.66 Kw

VIII. EL PROCESO EN EL CONDENSADOR (A PRESIÓN CONSTANTE)

El proceso a través del condensador es a presión constante, debido a que no hay caída de presión o intercambio de calor en la línea de descarga del gas caliente. Por consiguiente la condición 2 del refrigerante a la salida del compresor, es también la condición a la entrada del condensador.

Se remueve calor del vapor refrigerante sobrecalentado que entra al condensador, para primero reducir su temperatura al punto de saturación y luego condensarlo. Se provee con este fin un fluido de enfriamiento a una temperatura más baja que la temperatura de saturación. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado. La línea de proceso 2-3 en el condensador es por consiguiente una línea horizontal en el diagrama p-h, dirigida de derecha a izquierda (remoción de calor), a la presión del lado de alta (de condensación), lo que nos indica un calor rechazado (C.R.) el cual se define como la cantidad de calor removido por kilogramo de refrigerante en el condensador. Esto es equivalente a la disminución de entalpia:

C. R. =
$$h_3 - h_2$$
 (6)

La cantidad de calor total rechazado del condensador ($Q_{\rm H}$) se obtiene mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_{\rm H} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$
 (7)

Donde Q_H es cantidad de calor rechazado en kJ/s, $(h_3 - h_2)$ es el calor rechazado kJ/kg.

Aplicando a los valores obtenidos en la tabla 1:

Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (7) tenemos:

 $Q_{\rm H} = 0.0235 \ (409.05-235.85) = 0.0235 \ (173.2) = 4.07 \ kJ/s$ Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (7) tenemos:

 $Q_{\rm H} = 0.0215 \ (408.13-232.73) = 0.0215 \ (175.4) = 3.77 \ kJ/s$ Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (7) tenemos:

 $Q_{\rm H} = 0.022 (407.29-231.38) = 0.022(175.91)=3.87 \text{ kJ/s}$

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica aplicada al ciclo de refrigeración podemos enunciar el siguiente balance de energía:

"La energía agregada a un sistema (E_{ent}), menos la energía removida del sistema (E_{sal}), es igual al cambio de energía (E_{camb}) en el sistema". Al escribir la ecuación de energía para cualquier sistema se convierte en:

Cambio de energía = energía agregada – energía removida

$$E_{\text{camb}} = E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} \tag{8}$$

En nuestro caso a estudio resulta evidente que el calor de rechazo equivale a la suma del efecto de refrigeración y calor de compresión, que se representa algebraicamente:

$$E.R. + C.C. = C.R.$$
 (9)

O visto en términos de cantidad de energía agregada o removida, en lugar de por kg de refrigerante. Puesto que la cantidad de energía agregada es igual a la cantidad de energía removida, la ecuación es:

$$Q_{\rm H} = Q_{\rm L} + P \tag{10}$$

Aplicando a los valores obtenidos anteriormente: Con el ventilador del condensador al 25% y utilizando (9) tenemos: 141.84+31.36=173.2 kJ/kg Utilizando (10) tenemos: 4.07 = 3.33 + 0.74Con el ventilador del condensador al 50% y utilizando (9) tenemos: 144.67+30.73=175.4 kJ/kg Utilizando (10) tenemos: 3.76=3.10+0.66 Con el ventilador del condensador al 100% y utilizando (9) tenemos: 145.72+30.19=175.91 kJ/kg Utilizando (10) tenemos: 3.87=3.21+0.66

IX. ANÁLISIS Y RESULTADOS.

Analizando todos estos resultados podemos llegar a la conclusión de que al tener un buen enfriamiento en el condensador podemos obtener una mayor eficiencia en el ciclo y ahorro de energía debido a que la potencia disminuye, tal como se muestra en el Fig. 4. De igual manera analizando las Fig. 5, se observa lo siguiente la entropía generada en los tres casos es casi semejante aproximadamente 0.57 kJ/kg-°C, por los consiguiente se tiene menores perdidas en los tres casos.

También en las Fig. 6, se observa que con una carga del condensador al 25% el efecto refrigerante es aproximadamente de 141.84 kJ/kg, al 50% el efecto refrigerante es aproximadamente de 144.01 kJ/kg y al 100% el efecto refrigerante es aproximadamente de 145.89 kJ/kg, estos datos nos indican que el refrigerante tiene una mayor capacidad de retirar calor en el evaporador (que es el elemento que realiza la refrigeración).

A continuación se muestran los resultados experimentales en forma gráfica.



Fig. 4. Gráfica de la potencia eléctrica contra el COP.









Comparativa Presión-Entalpia

Fig. 6. Gráfica experimental presión-entalpia comparativa al 25%, 50% y 100% de carga del condensador.

XI. CONCLUSIONES

A manera de conclusión puede decir que con las pruebas experimentales se puede saber que el cambio que sufra el condensador afecta seriamente al sistema de refrigeración, como se demostró a un mayor enfriamiento del condensador el consumo de electricidad disminuye y así mismo el COP se incrementa.

Por otro lado se calibraron los instrumentos de medición y se obtuvo las curvas características del ciclo de refrigeración temperatura-entropía y temperatura-entalpia a diferentes cargas y flujos másicos que describe el comportamiento del sistema. Futuras investigaciones incluirán el estudio del comportamiento térmico usando un modulo termoeléctrico dentro del sistema.

REFERENCIAS

 MARQUEZ, Tavera José Eduardo, "Estudio del comportamiento de un sistema de refrigeración mecánico utilizado un modulo termoeléctrico como intercambiador", IPN- SEPI ESIME, año 2006.
Yunus A. Cengel y Michael A. Boles, Termodinámica, 5ª Edición, Mc Graw Hill.
Roy J. Dossat, Principios de Refrigeración, 27 vigésima séptima reimpresión, Cecsa.
Edward G. Pita, Principios y sistemas de refrigeración, 7 séptima reimpresión, Limusa.
Paul T. Riddell y Brad P. Grills, Manual the Refrigeration Systems and Controls, 2da edition, Lab-Volt.