



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTORES: ANDRADE FUENTES, EDWIN RAÚL

MAZA YÉPEZ, ADRIÁN DARÍO

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA
EL ANÁLISIS DEL EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO Y EL
PRINCIPIO DE COGENERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
SIMPLE POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE
CONVERSIÓN DE ENERGÍAS DEL DECEM**

DIRECTOR: PhD. DELGADO, REINALDO

CODIRECTOR: ING. VILLAVICENCIO, ÁNGELO

SANGOLQUÍ, 12 DE AGOSTO DE 2014

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DEL EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO Y EL PRINCIPIO DE COGENERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION SIMPLE POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍAS DEL DECEM**” fue realizado en su totalidad por los señores Andrade Fuentes Edwin Raúl y Maza Yépez Adrián Darío, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniera Mecánica.

PhD. Reinaldo Delgado
DIRECTOR

Ing. Ángelo Villavicencio
CODIRECTOR

Sangolquí, 2014-08-12

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, EDWIN RAÚL ANDRADE FUENTES Y ADRIÁN DARÍO MAZA YÉPEZ

DECLARAMOS QUE:

La tesis / proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DEL EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO Y EL PRINCIPIO DE COGENERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SIMPLE POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍAS DEL DECEM**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas y notas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de la tesis/proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 12 de agosto de 2014.

Edwin Raúl Andrade Fuentes

171872501-1

Adrián Darío Maza Yépez

171796141-9

AUTORIZACIÓN

**Nosotros, EDWIN RAÚL ANDRADE FUENTES Y ADRIÁN DARÍO MAZA
YÉPEZ**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DEL EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO Y EL PRINCIPIO DE COGENERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SIMPLE POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍAS DEL DECEM”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 12 de agosto de 2014.

Edwin Raúl Andrade Fuentes

171872501-1

Adrián Darío Maza Yépez

171796141-9

DEDICATORIA

Por todo el apoyo y la confianza vertida en mí, se lo dedico a mis padres quienes en todas las circunstancias me han apoyado, su esfuerzo se ve reflejado en la obtención de mis objetivos personales y profesionales. Se lo dedico a mi familia que en todo momento estuvo conmigo ya que su cariño colaboró día a día para la consecución de este gran logro.

Edwin Raúl Andrade Fuentes.

DEDICATORIA

Todo el esfuerzo entregado en el transcurso de estos años de estudio para mi preparación profesional, el desarrollo y finalización de este proyecto de tesis, previos a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, está dedicado al sacrificio que han realizado mis padres y mis hermanos; por todo el apoyo incondicional que me han brindado para que estos años de estudio sean buenos, colaborando en todo momento para formarme como ser humano y como profesional, haciéndome luchador, esforzado, decidido, incentivándome a alcanzar las metas propuestas en toda la carrera y a muchos de mis amigos y familiares que me han apoyado en las altas y bajas de todo este tiempo de estudio siendo un gran apoyo en mi vida.

Adrián Darío Maza Yépez.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por estar conmigo en todo momento, permitir imponerme en cada uno de los retos presentados en mi vida, tomar todas las oportunidades para ser mejor persona cada día.

Agradezco a mi familia en especial a mis padres ya que sin ellos no podría haber llegado a conseguir este logro en mi vida. Con su amor y comprensión me dieron fuerzas para nunca desfallecer

A Catalina mi compañera de vida que siempre estuvo a mi lado aportando con su granito de arena para el cumplimiento de mis sueños, metas profesionales y personales.

Agradezco la colaboración del PhD. Reinaldo Delgado porque en cada momento compartió todos sus conocimientos y nos permitió desarrollar este trabajo, encamino a que las metas sean alcanzadas.

Agradezco la participación del Ing. Ángelo Villavicencio quien siempre estuvo dispuesto brindar su ayuda y a desarrollar cada parte de este trabajo con éxito.

Agradezco la participación del Ing. Eduardo Gutiérrez quien nos orientó y prestó atención en la mayoría del proceso para la elaboración de este trabajo de tesis.

Y finalmente a mis compañeros de carrera que en todo momento mantuvieron la hermandad y el apoyo incondicional durante todo el proceso dentro de la universidad.

Edwin Raúl Andrade Fuentes.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradecer a Dios que me ha dado la vida, la inteligencia y sabiduría para poder seguir adelante en el camino que me he propuesto, siendo esta carrera una gran bendición y oportunidad que Él me ha brindado, dándome su apoyo en cada momento, reconozco que mi vida y cada cosa que hago sin su presencia no tiene sentido.

A mis padres y hermanos que han estado siempre respaldándome y aconsejándome a lo largo de mis años de estudio, sin su apoyo no hubiera podido culminar esta etapa tan importante de mi vida.

A mis compañeros y amigos que me han enseñado temas que no lograba comprender, pero gracias a ellos he logrado alcanzar este objetivo en mi carrera.

Al Ing. Reinaldo Delgado, por su constante guía y ayuda muy significativas para la culminación de la tesis, por su conocimiento y consejos para que el desarrollo de la misma sea de la manera correcta.

A los Ingenieros Ángelo Villavicencio y Eduardo Gutiérrez, que han constituido un gran aporte con su conocimiento y experiencia para mi formación como estudiante y para la culminación exitosa de la tesis.

Finalmente agradezco a todos los que han sido un aporte en mi vida aun cuando fuera con un granito de conocimiento, apoyo, consejos que me han hecho crecer en la vida y como profesional, realmente sin todos ustedes no habría sido posible llegar a culminar esta etapa de mi vida.

Adrián Darío Maza Yépez.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
NOMENCLATURA	xxx
RESUMEN	xxxiii
ABSTRACT	xxxiv
1 GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 ANTECEDENTES.	1
ESTUDIOS PREVIOS REALIZADOS EN EL CAMPO DE LA EXERGÍA.	1
PARA EL LABORATORIO DEL DECEM	3
DESCRIPCIÓN DE LA FUNCIONALIDAD DEL EQUIPO.	5
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	6
1.4 OBJETIVOS.	6
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.	6
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.	7
1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	7
1.6 ALCANCE DEL PROYECTO.	11

2	MARCO TEÓRICO.....	13
2.1	BANCOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.	13
2.1.1	INTRODUCCIÓN A LA REFRIGERACIÓN	13
2.1.1.1	CICLOS TERMODINÁMICOS	15
2.1.1.2.	CICLO DE CARNOT INVERTIDO.....	15
2.1.2	EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	17
2.1.2.1	CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	18
	Proceso Isócoro	19
	Proceso Isóbaro	20
	Proceso Isotermo	21
	Proceso politrópico de compresión.....	23
	INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL COMPRESOR.....	25
	INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL EVAPORADOR.....	26
	INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL CONDENSADOR.....	26
2.1.2.2	PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	27
2.1.2.3	SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	28
	FORMA DE KELVIN – PLANCK DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	28

PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES.....	30
2.1.3. RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.....	31
2.1.4 COMPONENTES DE LA REFRIGERACIÓN.....	33
2.1.4.1 EVAPORADOR.....	33
2.1.4.2 COMPRESOR.....	40
2.1.4.3 CONDENSADOR.....	43
CONDENSADOR DE AIRE.	43
CONDENSADOR DE AGUA.....	44
2.1.4.4 ELEMENTO DE EXPANSIÓN.	44
SOBRECALENTAMIENTO.	46
2.1.4.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y COMPONENTES.....	48
TERMOSTATO DIGITAL.	48
FILTRO DE HUMEDAD.	48
PRESOSTATOS DIGITALES.	49
MIRILLAS.....	49
MANÓMETROS:	49
2.2 REFRIGERANTES.....	50
2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES.....	51
2.2.2 LOS REFRIGERANTES DEBEN SER DETECTABLES.....	52
2.2.3 EL PUNTO DE EBULLICIÓN DE UN REFRIGERANTE.	57
2.2.4 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA	57
2.2.5 DIAGRAMA DEL REFRIGERANTE R-404A.....	59

2.3.	PROCESO DE CARGA Y DESCARGA DE REFRIGERANTE.....	61
	Útiles y herramientas para la primera carga de refrigerante.....	61
	Llave de carraca.....	61
	Puente de manómetros.....	61
	BOTELLA DE CARGA.....	63
	BÁSCULA.....	63
	PRIMERA CARGA DE REFRIGERANTE.....	64
	CANTIDAD DE REFRIGERANTE A INTRODUCIR EN EL EQUIPO.....	64
	PROCEDIMIENTOS DE CARGA.....	65
2.3.1	RECUPERACIÓN, RECICLADO DE REFRIGERANTES.....	69
	PREPARACIÓN PARA INICIAR LA RECUPERACIÓN.....	69
	MÉTODO DE RECUPERACIÓN MEDIANTE EL PROPIO COMPRESOR.....	70
	MÉTODO DE RECUPERACIÓN MEDIANTE RECUPERADOR EN ESTADO GASEOSO.....	71
2.3.2.	REGENERACIÓN.....	72
	CONSIDERACIONES DE LA DEFINICIÓN DE REGENERAR O RECLAIM.....	73
2.3.3.	MANIPULACIÓN SEGURA DEL REFRIGERANTE RECUPERADO.....	74
2.4	EXERGÍA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	75

2.4.1. COMPARACIÓN TEÓRICA ENTRE BALANCE EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO.....	75
PRIMERA Y SEGUNDA LEY COMBINADAS.....	75
ENERGÍA Y EXERGÍA.....	78
RENDIMIENTO ENERGÉTICO Y RENDIMIENTO EXERGÉTICO.	83
2.4.2. ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.	86
2.4.2.1 EL USO MÁQUINAS TÉRMICAS.	86
2.4.2.2 EFICIENCIA TÉRMICA.....	87
2.4.2.3 ANÁLISIS LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.	88
2.4.2.4 CASO ESPECÍFICO REFRIGERADORES.	88
2.4.2.5 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO.	89
2.4.2.6 ENUNCIADO DE CLAUSIUS PARA LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	90
2.4.2.7 EL REFRIGERADOR DE CARNOT.....	91
2.4.2.8 ENTROPÍA (LA DESIGUALDAD DE CLAISUS).....	91
2.4.2.9 EL PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPÍA.....	93
2.4.2.10 CAMBIO DE ENTROPÍA EN DEPÓSITOS TÉRMICOS.....	95
2.4.2.11 EFECTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR REVERSIBLE E IRREVERSIBLE.	101
2.4.2.12 EL CAMBIO DE ENTROPIA CON EL MEDIO Y $\Delta S_{TOTAL} = \Delta S + \Delta S_{MEDIO}$	104
2.4.3. BALANCE DE EXERGÍA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.	106

2.4.3.1 PRODUCCIÓN DE TRABAJO MECÁNICO (ESTADO INERTE). ..	106
2.4.3.2 EXERGÍA.	106
2.4.3.3 EXERGÍA TERMODINÁMICA.....	107
2.4.3.4 ECUACIÓN DE BALANCE EXERGÉTICO.....	109
2.4.3.5 EXERGÍA DE UNA MASA FIJA: EXERGÍA SIN FLUJO (O DE SISTEMA CERRADO).	111
2.4.3.6 RENDIMIENTO EXERGÉTICO O EFECTIVIDAD.....	112
2.4.3.6.1. RENDIMIENTO EXERGÉTICO O RENDIMIENTO DE LA SEGUNDA LEY.....	113
2.4.3.6.2 CÁLCULO RENDIMIENTO EXERGÉTICO.	115
2.5 COGENERACIÓN.....	116
2.5.1. DEFINICIÓN DE COGENERACIÓN.....	117
2.5.2. SISTEMAS DE COGENERACIÓN.	122
PLANTAS CON MOTORES ALTERNATIVOS.	122
PLANTAS CON TURBINAS DE VAPOR.	123
PLANTAS CON TURBINAS DE GAS.....	123
CICLO SIMPLE.	123
CICLO COMBINADO.	124
CICLO COMBINADO A CONDENSACIÓN.	124
LIMITACIONES DE LA COGENERACIÓN.....	127
DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN. .	127
CONSIDERACIONES Y DEFINICIONES GENERALES.....	127
SISTEMAS BÁSICOS DE COGENERACIÓN.	131

	SISTEMA DE TURBINA DE VAPOR.....	131
	SISTEMA DE TURBINA DE GAS.....	133
	SISTEMAS DE CICLO COMBINADO BASADOS EN TURBINAS DE GAS.....	133
	TAMAÑO Y COMPORTAMIENTO DE TURBINAS DE GAS.....	134
3	DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO	136
3.1	REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.....	136
3.1.1	CARGA TÉRMICA.....	137
3.1.1.1	CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA TÉRMICA.....	137
3.1.2	REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD EVAPORADORA.....	137
3.2	DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO.....	138
3.2.1	CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.....	138
3.2.1.1	CARGA TÉRMICA POR LA ESTRUCTURA.....	138
	Variables de diseño.....	139
3.2.1.2	CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO.....	143
3.2.1.3	CARGA TÉRMICA POR EQUIPO.....	144
3.2.1.4	CARGA TÉRMICA POR CAMBIO DE AIRE.....	145
3.2.1.5	CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.....	146
3.3	CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.....	146
3.3.1	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.....	146

3.3.2	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN.	148
3.3.3	CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN.	148
3.3.4	RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	149
3.3.5	DETERMINACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.	149
3.3.6	CÁLCULO PARÁMETROS DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN.	154
3.3.6.1	POTENCIA FRIGORÍFICA.	154
3.3.6.2	CAUDAL MÁSSICO TOTAL DE REFRIGERANTE.	154
3.3.6.3	CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE EN EL COMPRESOR.	155
3.3.6.4	RAZÓN DE COMPRESIÓN.	155
3.3.6.5	POTENCIA EN EL COMPRESOR.	155
3.3.6.5.1	RENDIMIENTO MECÁNICO.	155
3.3.6.5.2	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.	156
3.3.6.5.3	RENDIMIENTO TOTAL Y POTENCIA TOTAL.	157
3.3.6.6	POTENCIA CALORÍFICA EVACUADA EN EL CONDENSADOR.	158
3.3.6.7	CAUDAL VOLUMÉTRICO ENTRANDO A LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.	158
3.3.6.8	COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	159

3.4	DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.	159
3.4.1	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	160
3.4.2	ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	160
3.4.3	SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA..	161
3.4.3.1.	EQUIPO UNIDAD CONDENSADORA.....	161
3.4.3.2.	SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.....	162
3.4.3.3.	SELECCIÓN DE VÁLVULA DE EXPANSIÓN.	162
3.4.3.4.	SELECCIÓN DE TUBERÍA.....	164
	VÁLVULA SOLENOIDE.....	165
3.4.3.4.1.	TUBERÍA DE DESCARGA.	165
	FILTRO SECADOR.....	167
	MIRRILLA DE FLUIDO	167
	PRESOSTATO MANUAL.....	167
	ADQUISICIÓN Y CONTROL DE DATOS.	168
	SENSOR DE PRESIÓN Y CONTROL DE PRESIÓN EN LA LINEA DE DESCARGA.....	168
	SENSOR DE PRESIÓN Y CONTROL DE PRESIÓN EN LA LINEA DE SUCCIÓN	169
	MANÓMETROS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN.	169
	TERMOCUPLAS Y CONTROL DE TEMPERATURA EN LA LÍNEA DE SUCCIÓN.	169
3.4.3.4.2.	TUBERÍA DE SUCCIÓN.....	170
3.4.3.5.	SISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.....	172

4	CONSTRUCCIÓN	174
4.1	PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.	174
4.2.	ESTRUCTURA METÁLICA Y TABLERO DE MONTAJE.	174
4.3.	UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES EN EL TABLERO Y MESA.	175
4.3.1.	EQUIPOS.	176
	INSTALACIÓN DE LA UNIDAD DE CONDENSADORA.	176
	INSTALACIÓN DEL EVAPORADOR.	176
	INSTALACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.	177
4.3.2.	ELEMENTOS DE CONTROL ELÉCTRICO.	177
4.4.	MONTAJE.	178
4.4.1.	ACCESORIOS Y TUBERÍAS.	178
4.4.2.	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN NECESARIA, ACCESORIOS Y EQUIPOS.	180
	MANÓMETROS.	180
	TERMÓMETROS.	181
4.5	INSTALACIÓN ELÉCTRICA.	181
4.5.1	DIAGRAMA DE CONEXIÓN ELÉCTRICA.	183
5	PRUEBAS, GUÍAS DE PRÁCTICAS Y MANUAL DE OPERACIÓN DEL EQUIPO.	184
5.1	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.	184
5.1.1	PROCESO DE ENCENDIDO.	184
	PUESTA EN MARCHA SIN INTERCAMBIADOR ANEXO:	184

	PUESTA EN MARCHA CON SISTEMA ANEXO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR:	186
5.1.2	PROCESO DE TOMA DE DATOS.	188
5.1.3	RESULTADOS.....	194
5.1.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	195
5.2	ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO.....	200
5.2.1.	ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO.	202
5.2.2.	ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO Y SU COMPARACION CON EL BALANCE ENERGÉTICO.....	202
5.2.3.	ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.	203
5.2.4.	ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO Y SU COMPARACIÓN CON EL BALANCE ENERGÉTICO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.....	203
5.3	ELABORACIÓN DEL MANUAL DE OPERACIÓN.....	204

	MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS Y	
	ADQUISICIÓN DE DATOS.	204
	UBICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.	204
	INSTRUCCIONES DE APAGADO DEL BANCO DE PRUEBAS	
	SIN CONEXIÓN DE AGUA:	206
	CALIBRACIÓN DEL CONTROLADOR DEL BANCO DE	
	PRUEBAS.	208
	COMPORAMIENTO NORMAL DEL EQUIPO DURANTE SU	
	UTILIZACIÓN.	208
	TIPOS DE RIESGO.	208
5.4	ELABORACIÓN DE LA GUÍA DE MANTENIMIENTO DEL	
	EQUIPO DE REFRIGERACIÓN.	208
6	ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	211
6.1	ANÁLISIS ECONÓMICO.	211
6.1.1	COSTOS DIRECTOS.	211
6.1.1.1	EQUIPOS Y MATERIALES.....	212
6.1.1.2	MANO DE OBRA DIRECTA	216
6.1.2	COSTOS INDIRECTOS.....	216
6.1.3	COSTO TOTAL.....	217
6.2	ANÁLISIS FINANCIERO.....	218
6.2.1	FINANCIAMIENTO.	218
7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	220
7.1.	CONCLUSIONES.	220

7.2. RECOMENDACIONES.....	223
BIBLIOGRAFÍA	225
ANEXOS	229

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Banco de Prueba sobre ciclo de refrigeración simple, Laboratorio de Conversión de Energía DECEM.....	5
Figura 2. Ciclo de refrigeración	14
Figura 3. Esquema de un Refrigerador de Carnot y Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot	16
Figura 4. Esquema y Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	17
Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T vs S real.	19
Figura 6. Diagrama P vs V de un Proceso Isócoro	20
Figura 7. Diagrama P vs V de un Proceso Isóbaro	21
Figura 8. Diagrama P vs V de un proceso isoterma	22
Figura 9. Diagrama P vs V de un proceso politrópico	25
Figura 10. Esquema máquinas térmicas.....	29
Figura 11. Esquema ciclo de Refrigeración, estado del refrigerante.	31
Figura 12. Evaporador mediante expansión seca.....	35
Figura 13. Evaporador Inundado	37
Figura 14. Evaporador Sobrealimentado	38
Figura 15. Evaporadores de Placa.....	39
Figura 16. Circulación de Gas.....	41
Figura 17. Ciclo frigorífico de compresión.....	41

Figura 18. Sistema de Descarga.....	41
Figura 19. Condensador de Tiro Forzado	44
Figura 20. Condensador de agua	44
Figura 21. Partes de una Válvula de Expansión	45
Figura 22. Funcionamiento de una válvula de expansión termostática.	46
Figura 23. Calibración de Válvula de expansión Termostática.	47
Figura 24. Módulo Controlador Termostática.....	48
Figura 25. Filtro Secador.....	48
Figura 26. Módulo Presostato Digital con pantalla LED.....	49
Figura 27. Mirilla de Humedad	49
Figura 28. Manómetro de Alta y Baja.....	50
Figura 29. Diagrama P vs h de Refrigerantes Mezclas azeotrópicas y zeotrópicas.....	52
Figura 30. Diagrama Mollier para Presión Vs Entalpia	58
Figura 31. Diagrama Presión Vs Temperatura para R404A	60
Figura 32. Llave Carraca.....	61
Figura 33. Llave Monifold	62
Figura 34. Apertura lado azul Manifold	62
Figura 35. Apertura lado rojo Manifold.....	62
Figura 36. Botella de Carga	63
Figura 37. Báscula	64
Figura 38. Diagrama Carga de Refrigerante en línea de Alta.....	66
Figura 39. Esquema de Carga de Refrigerante en Línea Baja	69

Figura 40. Recuperación de Refrigerante mediante el propio compresor	71
Figura 41. Recuperación de Refrigerante mediante recuperador en estado gaseoso.....	71
Figura 42. Balance Termodinámico de un Volumen de Control.	76
Figura 43. Transformación reversible de energía.	79
Figura 44. Formas de Exergía.	83
Figura 45. Esquema sobre una máquina eléctrica, en el caso de un refrigerador.....	89
Figura 46. Gráfica T vs. S de procesos reversibles e irreversibles	92
Figura 47. Máquina térmica de Carnot. a) Esquema máquina térmica; b) Diagrama T vs S de una máquina de Carnot.....	97
Figura 48. Refrigerador o bamba de calor de Carnot a) Esquema del Equipo; b) Diagrama T vs S de un Refrigerador o de una bomba de Carnot.	99
Figura 49. Máquina Térmica de Carnot que hace funcionar a un refrigerador o a una bomba de calor de Carnot.....	100
Figura 50. Transferencia de calor.	101
Figura 51. Esquema que muestra la transferencia de calor Q entre dos cuerpos para los cuales $T_A > T_B$	102
Figura 52. Esquema de un sistema térmico del tipo refrigerador	112
Figura 53. Esquema sencillo de cogeneración. Si se abriera la válvula reductora, no todo el vapor se produciría en modo de cogeneración.....	118

Figura 54. La cogeneración reduce emisiones en generación eléctrica y de calor.....	121
Figura 55. Distribución según tipo de energía.	122
Figura 56. Ciclo Superior con Máquina Diesel.....	129
Figura 57. Ciclo Inferior con Turbina de Vapor.	129
Figura 58. Ciclo Combinado con Turbina de Gas.....	130
Figura 59. Diagrama unifilar circuito máquina frigorífica de una sola etapa.	150
Figura 60. Diagrama T vs S de un ciclo ideal y teórico en el caso de una máquina de refrigeración	151
Figura 61. Diagrama P vs h de un ciclo ideal y teórico en el caso de una máquina de refrigeración	151
Figura 62. Diagrama unifilar circuito máquina frigorífica de una sola etapa con sistema de recuperación de calor anexo.	153
Figura 63. Relación de compresión vs la eficiencia volumétrica para compresores	156
Figura 64. Diagrama Unifilar del sistema de Refrigeración del Banco de Pruebas.....	160
Figura 65. Esquema Intercambiador anexo	173
Figura 66. Mesa de apoyo	174
Figura 67. Tablero de ubicación.....	175
Figura 68. Instalación de la Unidad Condensadora	176
Figura 69. Instalación de la Unidad de Congelamiento	177
Figura 70. Instalación del Intercambiador de Calor.	177

Figura 71. Elementos de Control Eléctrico.....	178
Figura 72. Accesorios y Tuberías	179
Figura 73. Diagrama Unifilar del Sistema de Refrigeración	180
Figura 74. Presostatos y Manómetros	181
Figura 75. Instalación Eléctrica	182
Figura 76. Tarjeta de Almacenamiento de Datos CONV32	182
Figura 77. Diagrama de Conexión Eléctrica del Banco de Pruebas	183

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tendencia de Fuga para varios Refrigerantes.....	54
Tabla 2. Datos de comportamiento para varios sistemas de cogeneración	131
Tabla 3. Carga Total de la Unidad de Congelamiento.....	146
Tabla 4. Valor de Df según el tipo de Convección	147
Tabla 5. Datos Técnicos de Unidades Condensadoras TECUMEH de 50 Hz.	161
Tabla 6. Rango de capacidades en función del número de orificio y clase de refrigerante para 068Z3403.	163
Tabla 7. Características de la válvula de expansión termostática con orificios intercambiables. Modelo: 068Z3403 Marca DANFOSS..	164
Tabla 8. Selección de Diámetro de tubería de descarga para longitudes equivalentes según capacidad frigorífica.	166
Tabla 9. Selección de Diámetro de tubería de descarga para longitudes equivalentes según capacidad frigorífica.	171
Tabla 10. Descripción según tipo de Estación en el software SITRAD 4.10	191
Tabla 11. Presentación de Resultados de Operación de Banco de Pruebas Bajo diversos regímenes de trabajo.	194
Tabla 12. Comparación de datos en el banco de pruebas sin y con sistema anexo	195
Tabla 13. Codificación de Colores Instalación eléctrica.....	205

Tabla 14. Control Tareas de Mantenimiento por periodos de tiempo en un año.	210
Tabla 15. Costos en Equipos e Instrumentos.	212
Tabla 16. Costos en Accesorios.	213
Tabla 17. Costos en Accesorios Eléctricos.	214
Tabla 18. Costos en Tablero y Mesa.	215
Tabla 19. Mano de Obra Directa.	216
Tabla 20. Mano de Obra Indirecta.	216
Tabla 21. Costos de Accesorios e Insumos Extras.	217
Tabla 22. Costo Directo Final.	217
Tabla 23. Costo Indirecto Final.	218
Tabla 24. Costo Total.	218

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A:** DATA SHEET DEL COMPORTAMIENTO DEL REFRIGERANTE R-404a
- Anexo B:** GRÁFICO P vs h DEL REFRIGERANTE R-404a
- Anexo C:** GRÁFICO P vs h DEL CICLO TERMODINÁMICO DEL BANCO DE PRUEBAS
- Anexo D:** PROPIEDADES TÉCNICAS DE LA UNIDAD CONDENSADORA
- Anexo E:** INTERFAZ SERIAL CONV32
- Anexo F:** PCT-400Ri plus
- Anexo G:** TC-940Ri plus
- Anexo H:** TI-33Ri plus
- Anexo I:** TABLA DE DATOS PARA REALIZAR LAS PRÁCTICAS
- Anexo J:** PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO NORMAL DEL BANCO DE PRUEBAS
- Anexo K:** MANUAL DE SEGURIDAD INDUSTRIAL
- Anexo L:** GUÍAS DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO
- Anexo M:** RESULTADOS DE CÁLCULOS RENDIMIENTO ENERGÉTICO VS RENDIMIENTO EXERGÉTICO
- Anexo N:** PLANOS DE CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS
- Anexo O:** DIAGRAMA UNIFILAR DEL BANCO DE PRUEBAS

NOMENCLATURA

n_{comp}	=Eficiencia del compresor
$W_{s,\text{ideal}}$	=Trabajo de salida ideal
$W_{a,\text{real}}$	=Trabajo adiabático real
S	= Entropía genérica
H	= Entalpía Genérica
h_1	=Entalpía en el punto 1 entrada al compresor
h_{2s}	=Entalpía en el punto 2s salida del compresor
$h_{2'}$	=Entalpía en el punto 2' de la salida del compresor
W_{neto}	=Trabajo neto
V	= Volumen
Dp	= Diferencial de presión
Q	= Cantidad de calor
W	= Trabajo
U	= Energía interna / Coeficiente global de transferencia de calor en w/m^2K
$dQ/\delta Q$	= Diferencial de Calor
ΔU	= Variación de energía interna
dU	= Diferencial de energía interna
dW	=Diferencial de Trabajo
QF	= Calor de la fuente fría
QC	= Calor de la fuente caliente
Dt	= Diferencial de tiempo
D_{me}	= Diferencial de masa de entrada
D_{ms}	= Diferencial de masa de salida
T	= Temperatura genérica
dW_u	= Diferencial de trabajo útil
H_e	= Entalpía de entrada
h_s	= Entalpía de salida
S_e	= Entropía de entrada
S_s	= Entropía de salida
dS_g	= Entropía generada por el sistema
Q_o	= Calor inicial
T_o	= Temperatura ambiente
n_c	= Eficiencia de carnot
n_e	=Rendimiento energético
n_x	=Rendimiento exergético
n_{ter}	= Eficiencia térmica
TH	= Temperatura alta
TL	= Temperatura baja
QH	= Transferencia de Calor a un medio de alta temperatura
QL	= Transferencia de Calor a un medio de baja temperatura
COP	= Coeficiente de desempeño

COP _r	= Coeficiente de desempeño de refrigerador
\dot{Q}_L	= Coeficiente de calor por unidad de masa
S _{gen}	= Entropía generada
ΔS_{sis}	= Variación de entropía del sistema
ΔS	= Variación entropía
$\Delta S_{dep\ cal}$	= Variación entropía del depósito de calor
Q_D	= Traslencia de calor del depósito
T_D	= Temperatura depósito genérica
S_D	= Entropía del depósito
$W_{neto\ sal}$	= Trabajo neto de salida
W_{ex}	= Trabajo exterior producido
W_m	= Trabajo de la máquina térmica
W_R	= Trabajo del refrigerador
q_{medio}	= Calor del medio
S_{medio}	= Entropía del medio
T_0	= Temperatura del estado muerto
P_0	= Presión del estado muerto
E_x	= Exergía termodinámica
U_0	= Energía interna en estado muerto
S_0	= Entropía del estado muerto
ϕ	= Exergía de un sistema cerrado
δm	= Diferencial de masa
ρ	= Densidad
ε	= Rendimiento exergético
Ex _e	= Suma de flujos exergéticos entrantes al sistema
Ex _u	= Flujo de exergía útil
Ex _r	= Flujo de exergía recuperable
Ex _p	= Exergías perdidas
W _v	= flujo de vapor generado
W _g	= flujo de gases de escape a caldera de recuperación
C _p	= Calor específico de productos de combustión
T ₁	= Temperatura del gas después de quemadores
T ₃	= Temperatura de vapor en el domo
E	= Efectividad del generador de vapor de recuperación
L	= Factor para tomar en cuenta radiación y otras pérdidas
F	= Factor de combustible 1.0 para combustóleo, 1.015 para gas
H _{sc}	= Entalpía de vapor sobrecalentado
H _{sat}	= Entalpía del líquido saturado en el domo de la caldera
q'	= Carga térmica por estructura en watts
A	Superficie de transferencia de calor en m ²
ΔT	= Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara

h_i	= Coeficiente de transferencia por convección (exterior)
e_p	= Espesor de la pared
e_u	= Espesor de aislante
K_p	= Coeficiente de conductividad térmica pared.
K_u	= Coeficiente de conductividad térmica aislante térmico (espuma de uretano)
h_o	= Coeficiente de transferencia por convección (interior)
Re	= Reynolds
V_a	= Velocidad del aire
L_{caja}	= Longitud del aire
Pr_a	= Prandtl
Nu	= Número de Nusselt
D_{hi}	= Diámetro Hidráulico del flujo horizontal
K_{aire}	= Conductividad Térmica
β	= Coeficiente de expansión volumétrica
L_c	= Longitud Característica
Gr	= Número de Grashof
c_p	= calor específico del producto en J/Kg °K
Q_2	= Calor sensible
Q_3	= Carga térmica por equipo
F_3	= Calor equivalente del motor eléctrico
Q_4	= Carga por infiltración de aire
V_i	= Volumen interior de la cámara
F_1	= Factor de uso
F_2	= Factor por cambios de aire
T_{eva}	= Temperatura de evaporación
TR	= Temperatura del espacio refrigerado / Temperatura en la unidad de condensación
D_f	= Diferencia del evaporador con el espacio refrigerado
T_{cond}	= Temperatura de condensación del ciclo termodinámico
RC/γ	= Relación de compresión
Q_f	= Potencia frigorífica
\dot{m}	= Caudal másico
V_{comp}	= Caudal volumétrico en el compresor
V_c	= Volumen específico en el compresor
η_{mec}	= Rendimiento mecánico
η_{vol}	= Rendimiento volumétrico
η_T	= Rendimiento Total
V_{exp}	= Caudal volumétrico a la entrada de la válvula de expansión
Q_e	= Efecto de Refrigeración

RESUMEN

El presente Proyecto de tesis describe el comportamiento y análisis de un ciclo simple de refrigeración, su desempeño bajo diversas condiciones de trabajo, enfocado en obtener la comparativa entre el análisis energético y los beneficios de realizar un balance exergético necesario para obtener un índice de rendimiento final aproximado a la realidad. De esta manera disponer para el laboratorio del DECEM un banco de pruebas que permita desarrollar lo antes mencionado. Se utilizará la metodología apropiada para desarrollar conocimiento teórico y práctico en el campo del análisis termodinámico, enfocando nuestra perspectiva sobre temas como el comportamiento de un ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor, sus curvas características principales, sus condiciones de operabilidad, análisis de los diferentes tipos de elementos que comprenden el ciclo de refrigeración, análisis de la primera y segunda ley de la termodinámica, la comprensión de los aspectos en el comportamiento de una máquina térmica, concepción de términos como entropía, el análisis de fenómenos térmicos como generación de entropía, formulación y entendimiento de la destrucción de entropía y la introducción de un concepto como la aparición de irreversibilidades en los procesos de características térmicas, el surgimiento del enfoque de exergía como parte utilizable de la energía, el balance de exergía, y la formulación para el cálculo de la eficiencia exergética, introducción de conceptos como generación de energía mediante principios de cogeneración, normativa de construcción, desarrollo y dimensionamiento de un circuito de refrigeración, prácticas de laboratorio que permitan vincular a los estudiantes de mejor manera con el concepto de eficiencia exergética y análisis de la exergía.

Palabras clave:

Energía - Exergía - Entropía - Destrucción de Entropía - Irreversibilidades

ABSTRACT

The main purpose of this Project of thesis is to describe the behavior and the analysis of the simple refrigeration cycle. and the performance of it under different work conditions, focus on getting the differences between an energetic analysis and the benefits of developing an exergy balance necessary to obtain a more accurate indicator of the global performance. This way giving to the DECEM laboratory a testbank that allows developing knowledge of the themes before mentioned.

The methodology that will be used to develop theoretical as well as practical knowledge in the field of thermodynamic analysis, focusing our perspective on themes as the behavior of a thermodynamic steam compression refrigeration cycle, de behavior curves, the operation conditions, the analysis of the different type of elements that comprehend the refrigeration cycle, the analysis of the first and second law of the thermodynamics, the comprehension of the main aspects of a heat machine, the conception of terms as entropy, the analysis of heat phenomenon as entropy generation, the fórmulation and the understanding of entropy destruction and the introduction of the concept as the occurrence of irreversibilities on the different heat processes, the focus of exergy as the useful part of the energy, the exergy balance and calculation of the exergetic efficiency, the introduction of concepts as generating energy by cogeneration processes, construction norms, develop and dimensioning of a refrigeration cycle. Developing lab practices that allow to the students to link the best way with de exergetic and exergy analysis.

Key words:

Energy

Exergy

Entropy

Entropy destruction

Irreversibilities

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN.

La importancia que tienen los Bancos de Pruebas para el área de Refrigeración, Termodinámica y Transferencia de Calor son necesarios ya que nos permiten realizar prácticas con un ambiente controlado, permitiendo así al estudiante comprender de mejor forma como se comportan los ciclos de refrigeración simple de vapor y mejoramiento de la eficiencia energética por el aprovechamiento de la energía disipada, siendo los Bancos de Pruebas un complemento al aprendizaje tanto en montaje, mantenimiento y comportamiento de las instalaciones frigoríficas.

Este proyecto de grado trata del “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DEL EFECTO DE SOBRECALENTAMIENTO Y EL PRINCIPIO DE COGENERACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SIMPLE POR COMPRESIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍAS DEL DECEM”, está conformado por las siguientes etapas: La de diseño térmico, la construcción y el montaje de la instrumentación de los equipos y componentes del banco, puesta en marcha del equipo aquí realizaremos pruebas de funcionamiento y operación del mismo, la recolección de los datos, para su análisis y evaluación de estos para la comparación de eficiencias energética y exegética.

1.2 ANTECEDENTES.

ESTUDIOS PREVIOS REALIZADOS EN EL CAMPO DE LA EXERGÍA.

Distintos autores han realizado una revisión histórica de la aparición, desarrollo teórico y aplicación del concepto de exergía y del análisis exergético. Liu y Wepfer , en 1986, hacen una recopilación bibliográfica

exhaustiva, recogiendo más de 600 referencias de las aportaciones más recientes. Un estudio crítico de esta información nos conduce a las siguientes afirmaciones:

- El concepto de exergía ha sido objeto de acalorados debates tanto en su denominación como en su origen. En la controversia sobre su origen aparecen los nombres de eminentes científicos (Maxwell (1871), Gibbs (1873), Kelvin (1889), Gouy (1889) y Stodola (1898)) más conocidos por otras de sus contribuciones. El concepto fue ciertamente estudiado y usado por Gouy y Stodola a finales del pasado siglo, quienes independientemente uno de otro formularon la ley que lleva su nombre.
- La Ley de Gouy-Stodola no despertó al principio mucho interés. Las primeras aplicaciones fueron realizadas por Juoguet (1907), Darrieus (1930) y Keenan (1932). El trabajo de Bosnjakovic (1938) marca una nueva era en el desarrollo del análisis termodinámico de procesos basado en el segundo principio. En sus escritos centra la atención en los efectos desfavorables de los procesos irreversibles y realiza contribuciones importantes a la formulación de nuevos criterios de rendimiento y de técnicas de evaluación de la eficiencia termodinámica de los procesos. También es el primero que intenta formular un balance de la capacidad de producir trabajo.
- El progreso queda interrumpido por la segunda guerra mundial, pero se renueva vigorosamente en Europa hacia 1950, mientras que en Estados Unidos las aplicaciones prácticas son más recientes. Las razones de este comportamiento diferenciado cabe buscarlas, según Wepfer, en la necesidad para Europa de reconstruir su industria, y en la diferencia significativa de precios energéticos entre Europa y USA. Rant (1953) fue el primero en utilizar el término exergía mayoritariamente asumido por los autores europeos.

La relevancia actual y el grado de madurez del análisis exergético se evidencia en la publicación reciente de varios libros centrados básicamente en este tema, y por la realización de frecuentes estudios y congresos que lo abordan.

Una revisión completa de la aplicación del método exergético en el análisis de plantas térmicas y químicas ha sido realizada por Kotas. Este autor aporta un amplio examen tanto de las posibles aplicaciones del análisis exergético (auditoría energética, estimación de costes, optimización termo económica, síntesis de procesos, etc.) como de las herramientas y técnicas utilizadas (criterios de eficiencia, diagramas, tablas, coeficientes, etc.).

Tsatsaronis hace una revisión sistemática de las distintas metodologías, que combinando técnicas de optimización económica más o menos clásicas con el análisis exergético, se orientan a la consecución de los siguientes objetivos: optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de los sistemas energéticos y determinación de los costes de los flujos internos y productos de una instalación (balance económico). Además de esto, discute y examina las ventajas, inconvenientes y aplicaciones potenciales de las metodologías desarrolladas hasta la fecha. (Gómez Ribelles, Pradas, & Greus, 2012)

PARA EL LABORATORIO DEL DECEM

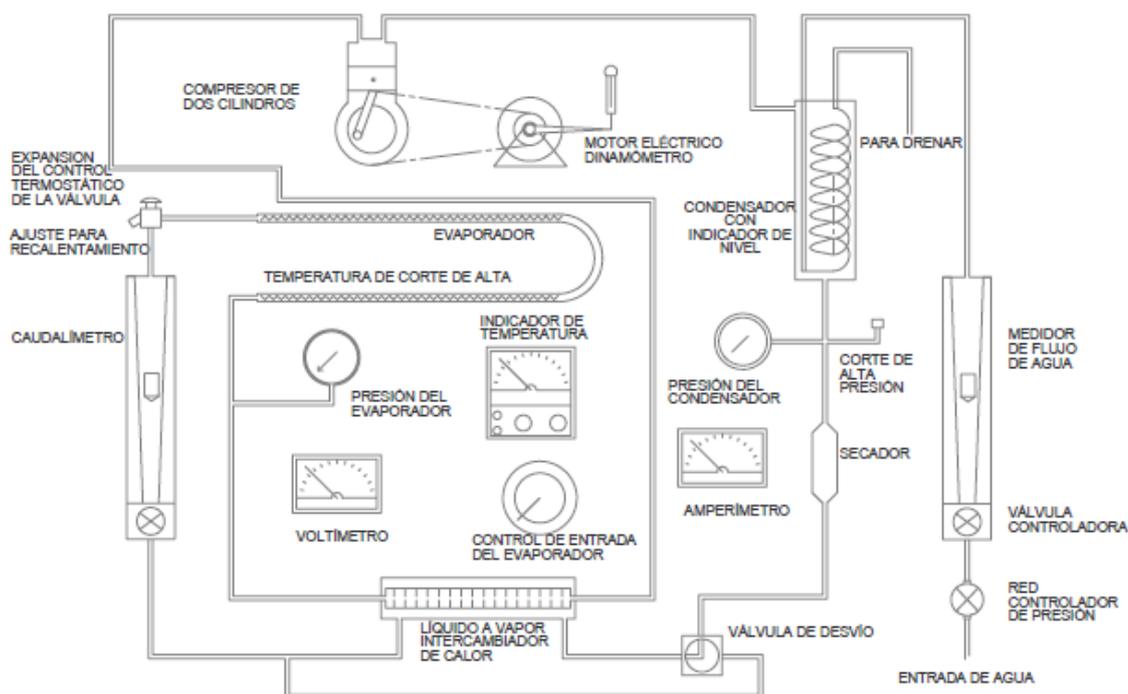
La Carrera de Ingeniería Mecánica desde sus inicios ha contribuido con profesionales multifuncionales preparados para afrontar retos en el ámbito profesional, lo cual ha contribuido decisivamente al prestigio de la Escuela Politécnica del Ejército (ESPE) que cuenta con laboratorios de gran importancia para el desarrollo del aprendizaje e investigación de los estudiantes.

Al tener la carrera de ingeniería Mecánica muchos campos de aplicación, uno de ellos, LA REFRIGERACION, son pocos los ingenieros mecánicos en el Ecuador que se especializan en esta rama. En la actualidad los campos de aplicación que existen en esta especialidad son muy amplios, por lo cual hay una oferta aceptable para la aplicación laboral de esta rama de la ingeniería Mecánica.

Al ser uno de los pilares fundamentales del desarrollo de nuevos estudiantes el Laboratorio de Conversión de Energía del DECEM que pertenece a la Carrera de Ingeniería Mecánica posee una gran importancia al momento de aportar con el incremento de la experiencia en procesos relacionados a la conversión de energía y su aprovechamiento, el laboratorio cuenta con equipos ligados a cada una de las materias y cátedras relevantes que fomenta mediante la práctica el desempeño real de un sistema en los campos de la Termodinámica, Termodinámica Aplicada, diseño Térmico y Refrigeración vinculado a la aplicación de la teoría adquirida en clase, es por esto que se ha realizado un análisis del inventario del laboratorio buscando si algún equipo realiza el análisis del comportamiento de un sistema de refrigeración simple por compresión de vapor que posea un sistema de cogeneración para el aprovechamiento del calor y que aborde la aplicación de principios de aprovechamiento de calor, análisis de eficiencia, balance de energía y la exergía como a su vez la aplicación de la Segunda Ley de la Termodinámica. Los cuales son temas pilares para la comprensión completa de los campos relacionados a la termodinámica y el rendimiento real de un sistema térmico. Todos estos temas que son de alta relevancia y que por el momento no se les ha dado el enfoque que deberían ser abordados por los diferentes estudiantes por lo que se procede a especificar los bancos de pruebas relacionados directamente y definir su funcionamiento y entender los temas y tópicos que en ellos pueden llevarse a cabo y comprender la

importancia de implementar un equipo que trate diferentes temas importantes a su vez.

El único banco de Pruebas que se localizó con características similares en ciertas funciones es el siguiente:



**Figura 1. Banco de Prueba sobre ciclo de refrigeración simple,
Laboratorio de Conversión de Energía DECEM**

DESCRIPCIÓN DE LA FUNCIONALIDAD DEL EQUIPO.

En el banco ya existente se puede tratar temas del comportamiento de una máquina o sistema que funciona mediante un ciclo de compresión básica de vapor, que mediante el control del funcionamiento de su compresor y parámetros de entrada, se logra realizar un balance de energía y aproximarse así a un valor de eficiencia térmica y mecánica.

Por ende se entiende que los temas tratados en el laboratorio aún no cumplen con la funcionalidad total de la cual está encaminado y que a medida que se aprueben proyectos relacionados al desarrollo tecnológico permitirá abarcar en un futuro con mayor cantidad de tópicos muy importantes para la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE y el desarrollo de estudiantes cada vez más capaces y con mayor experiencia en temas de gran importancia para la industria local.

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

- La falta de equipos que empleen, expliquen y utilicen los principios de la cogeneración.
- En el laboratorio no existen equipos que permitan realizar un análisis más eficaz sobre el rendimiento real de un sistema cerrado de refrigeración ni la comprensión del desempeño de cada uno de sus componentes.
- Los equipos del laboratorio no abastecen a la cantidad de alumnos que cursan las diferentes materias relacionadas a los temas que se van a tratar por el equipo de laboratorio.
- Al no tratarse tópicos relacionados con la cogeneración y el aprovechamiento de la energía se da poca importancia a las aplicaciones industriales que hoy en día se deberían proporcionar para el desarrollo de la industria local.

1.4 OBJETIVOS.

1.4.1 OBJETIVO GENERAL.

Diseñar y construir un banco de pruebas para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple con un sistema de aprovechamiento de calor, para analizar el comportamiento de este, usando refrigerante R404a para ensayos de laboratorio.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Investigar y documentar bibliográficamente el ciclo de refrigeración simple por compresión de vapor, sus principios de comportamiento, balance de energía y exergía y la comprensión de la aplicación real de la primera y segunda Ley de la Termodinámica, análisis de eficiencias y la comprensión de principios de cogeneración.
- Establecer los parámetros de diseño para un banco de Pruebas que ejemplifique el comportamiento de un sistema de refrigeración simple por compresión de vapor con un sistema de aprovechamiento de calor y que mediante la instalación adecuada de instrumentos de medición precisos y de adquisición de datos permita cumplir con los requerimientos propuestos por el equipo.
- Seleccionar los equipos, materiales e instrumentación más adecuados para el banco de pruebas en función de la disponibilidad del mercado local.
- Realizar la construcción del banco de pruebas en función de los procedimientos adecuados.
- Realizar las pruebas de operabilidad, funcionabilidad y seguridad del equipo.
- Elaborar manuales de operación y mantenimiento del equipo.
- Elaborar guías de prácticas de los ensayos que se realizan en el equipo.
- Evaluar el análisis económico y de financiamiento del Proyecto.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.

La preocupación creciente por el ahorro de energía, la conservación de los recursos naturales y la reducción de emisiones y daños al medio ambiente ha generado que las nuevas tendencias apunten hacia el desarrollo de productos cuyos impactos ambientales sean reducidos; hacia la búsqueda de sistemas planteados en el marco del desarrollo sostenible. Esto, sólo es posible, si desde la concepción de dichos productos se toman

decisiones orientadas a la disminución de los daños sobre el medio ambiente. Sin embargo para aquellos sistemas que ya se encuentran en funcionamiento, las alternativas son, la realización de estudios para contabilizar dichos impactos, que permitan identificar posibles modificaciones que ayuden a la realización de productos más amigables con el medio ambiente.

Es por esto, que últimamente se ha fomentado un examen crítico de los métodos utilizados para evaluar e incrementar la eficiencia energética de los procesos industriales, y por ende, reducir los impactos ambientales. Como respuesta, la atención se ha centrado en técnicas de análisis basadas en el segundo principio de termodinámica, considerar la irreversibilidad de los sistemas y en particular en el concepto de exergía.

El análisis exergético permite obtener la información necesaria para la mejora termodinámica del sistema, contribuyendo decisivamente en la eficiencia, integración y optimización energética de las unidades del proceso entre sí. Esta mejora se traduce en una reducción de las posibles repercusiones al ambiente que podría estar generando dicho proceso.

La importancia del desarrollo de los sistemas térmicos que utilicen eficazmente los recursos energéticos, como el petróleo, la gasolina, el gas natural y el carbón, ha cobrado gran importancia, tanto por las razones de disminución de recursos, al ser los principales combustibles de fuentes no renovables, como sobre del impacto que se causan sobre el medio ambiente al utilizarlos. La eficacia de su uso, en un sistema específico, se determina con los dos principios fundamentales de la Termodinámica.

La energía que entra en un sistema con el combustible, electricidad flujos de materia, y otros, está presente en los productos finales que produce el sistema y por cada subproducto que genera dicho sistema ya que la energía no se destruye, conforme al primer principio de la Termodinámica.

Actualmente existe un gran interés para analizar de forma más cerrada los dispositivos de conversión de energía para desarrollar nuevas técnicas

que empleen mejor los recursos naturales actuales y mitiguen el impacto sobre el medio ambiente que ocasiona su uso.

Como es sabido, existen diversas formas de energía, cada una de ellas con características peculiares. En las aplicaciones técnicas de la energía es frecuente limitarse a la realización de balances energéticos, basados en el empleo del Primer Principio de la Termodinámica, considerando como equivalentes todas las formas de energía. Ahora bien, la capacidad de obtención de trabajo útil a partir de una misma cantidad de energía depende en la forma en que ésta se presente.

Aparece así la idea de calidad de la energía, que puede definirse como la capacidad de originar una transformación.

Cuando se analiza termodinámicamente un proceso, es indispensable tener en consideración las diferencias en la calidad de la energía. Esta característica depende del modo en que se almacena la forma de energía considerada. El almacenamiento puede ser ordenado o desordenado (aleatorio) en mayor o menor grado. Dado que la entropía refleja el desorden de un sistema, es de esperar que sirva también para determinar la medida en que se presenta una forma de energía ordenada y por lo tanto evalué la cantidad de energía utilizable que se puede obtener. Precisamente es éste el campo de acción del Segundo Principio de la Termodinámica.

La exergía es un parámetro que mide la calidad de la energía. Este parámetro puede emplearse para analizar la eficiencia energética de los procesos industriales. Con un análisis de exergía pueden compararse diferentes alternativas para comprobar cuál tiene el mayor rendimiento energético. Sin embargo, debe quedar lo suficientemente claro que dichos análisis no proporcionan soluciones por sí mismos.

Con lo que podemos concluir que la exergía es el máximo trabajo útil que podemos obtener de un flujo de energía dado, en cualquiera de sus formas que sea almacenado o transferido; pero también lo podemos ver como la mínima energía necesaria que se requiera para obtener un producto final.

La primera ley de la termodinámica es la ley de conservación de la energía. Esta ley afirma que la energía, en lugar de destruirse, se transforma, pero no enuncia ninguna restricción sobre los tipos de conversiones de energía que pueden ocurrir, no hace distinción entre el trabajo y el calor. Existe una diferencia muy importante entre el trabajo y el calor, diferencia que no se evidencia en la primera ley: teóricamente es posible convertir completamente el trabajo en calor, mientras que, paralelamente es imposible convertir completamente el calor en trabajo sin modificar los alrededores.

El análisis exergético se basa en el segundo principio de la termodinámica. Su aplicación en el análisis de procesos o sistemas, permite proponer mejoras ingenieriles a los mismos y hacer más eficiente la utilización de recursos. La exergía es una propiedad que determina el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía determinada en cierto estado especificado. El uso de los recursos tanto energéticos como no energéticos en un sistema cerrado, ocasiona intrínsecamente la destrucción de la exergía, tal como lo manifiesta la segunda ley de la termodinámica. Mediante la evaluación de las pérdidas de exergía, se identifican las posibles mejoras al sistema que permiten la optimización del proceso, y por ende, se contribuye a la disminución del impacto ambiental.

Dentro de las razones por realizar un análisis exergético están:

- Es un método que usa la conservación de masa y la conservación de energía juntos con la segunda ley para el diseño y análisis de sistemas energéticos.
- Una forma de estudiar cómo hacer los sistemas y procesos más eficientes.
- Una técnica eficiente que revela si o no y por cuanto es posible el diseño de sistemas más eficientes.

- Una técnica aplicable para lograr la meta de fuentes de energía más eficientes
- Una herramienta para determinar locaciones, tipos y verdaderas magnitudes de pérdidas y desperdicios.
- Una medida de la utilidad, calidad y potencial de corriente para causar un cambio notable.
- Una herramienta para el desarrollo sostenible.

1.6 ALCANCE DEL PROYECTO.

- Al momento de encontrarse ya construido el Banco de Pruebas para el Laboratorio del DECEM, fomentará y mejorará la condición de aprendizaje de los estudiantes que crucen las diversas materias relacionadas con el Área de Energías.
- El banco de pruebas representará el comportamiento de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de ciclo simple que trabajará bajo parámetros controlados de temperatura, dentro de los cuales se conocen que durante su funcionamiento el refrigerante R404a alcanzará una temperatura en el cubículo de refrigeración de hasta -12°C durante el ciclo completo de compresión en su caso máximo, dentro de las especificaciones de operación por medio de un sistema compresor de 1HP de potencia hará que el equipo realice su función sobre presiones que sobrepasen la atmosférica conocida para la locación del laboratorio. Se debe considerar que el equipo al ser netamente experimental su capacidad máxima será de 0.25 toneladas de refrigeración.
- Al alcanzar en el intercambiador para la recuperación del calor del proceso de compresión de vapor, un diferencial de temperatura de al menos 2 grados Celsius se podrá comprobar el aprovechamiento real que tiene este sistema y la viabilidad de utilizar el principio de cogeneración anexado a un sistema de refrigeración.

- Al estar constantemente innovándose el laboratorio creará un mayor interés hacia los estudiantes, que verán como un reto actual el de aportar constantemente al desarrollo del laboratorio y al de realizar las diversas practicas con mayor agrado.
- El Banco de Pruebas permitirá reforzar e incrementar los temas de aplicación y su diversificación tecnológica.
- Al encontrarse funcionando el Banco de Pruebas en el Laboratorio permitirá realizar aún más prácticas enfocadas a temas no tratados en el Laboratorio con anterioridad como son los temas de cogeneración, análisis de eficiencias en componentes de un sistema de refrigeración mediante el balance de exergía y la aplicación de la segunda Ley de la Termodinámica.
- Al encontrarse con un constante desarrollo tecnológico el laboratorio alcanzara un mayor prestigio dentro de la carrera como dentro la institución Escuela Politécnica del Ejercito. Por lo que se dará mayor importancia y se podrá encaminar proyectos de mayor alcance y envergadura, con un nivel más alto de sofisticación relacionada al laboratorio, proveyendo a la Escuela aún más prestigio frente al resto de Universidades.
- Al encontrarse constantemente actualizándose el Laboratorio podrá alcanzar mayor cantidad de aplicaciones reales de gran importancia para la industria Local.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 BANCOS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

2.1.1 INTRODUCCIÓN A LA REFRIGERACIÓN

La refrigeración es una de las principales áreas de aplicación de la Termodinámica que se desarrolla a nivel industrial, del hogar, en diferentes ámbitos; se da por la eliminación de calor, esto quiere decir que es la transferencia de calor de una zona de menor temperatura hacia una mayor temperatura. La refrigeración por compresión de vapor se da por medio de un circuito cerrado en el cual circula un refrigerante al que se le somete a un cambio de presiones, para que este se evapore o se condense en las diferentes fases del circuito, con el propósito de que el refrigerante absorba o pierda calor.

En un ciclo de refrigeración el refrigerante se evapora y se condensa, comprimiéndolo, alternativamente para luego volver a la fase de vapor. Está compuesto por 4 procesos:

- Compresión isentrópica en un compresor.
- Disipación de calor a presión constante en un condensador.
- Estrangulamiento en un dispositivo de expansión y consiguiente evaporación.
- Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

De acuerdo a los procesos anteriores, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor muy superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido

saturado en el estado 3, como resultado de la disipación de calor hacia el entorno. El refrigerante, como líquido saturado en el estado 3, se dilata hasta la presión del evaporador al pasar por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra en el evaporador en el estado 4 como vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor completando el ciclo. (Wikipedia. Refrigeración, 2014)

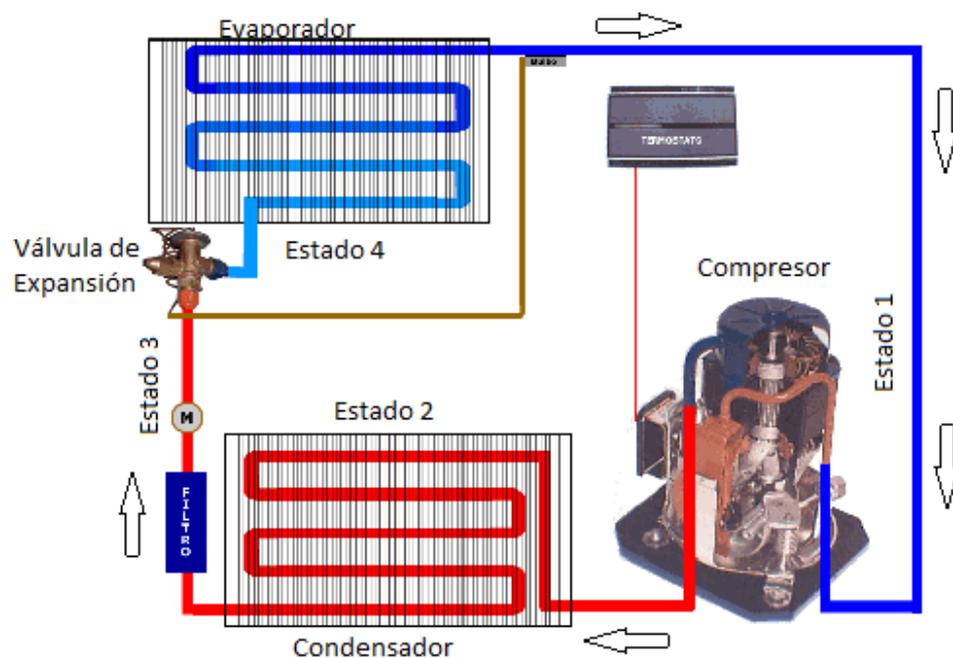


Figura 2. Ciclo de refrigeración

2.1.1.1 CICLOS TERMODINÁMICOS

Se denomina **ciclo termodinámico** al proceso que tiene lugar en:

- Dispositivos destinados a la obtención de trabajo a partir de dos fuentes de calor a distinta temperatura (Máquinas Térmicas)
- De manera inversa, a producir el paso de calor de la fuente de menor temperatura a la fuente de mayor temperatura mediante la aportación de trabajo (**Refrigeradores-aquí se centrará nuestro estudio**).
- El rendimiento es el principal parámetro que caracteriza a un ciclo termodinámico, y se define como el trabajo obtenido dividido por el calor gastado en el proceso, en un mismo tiempo de ciclo completo si el proceso es continuo.
- La eficiencia térmica del ciclo mide qué cantidad del calor ingresado es convertido en trabajo útil. Este parámetro es diferente según los múltiples tipos de ciclos termodinámicos que existen, pero está limitado por el factor o rendimiento del ciclo de Carnot.
- Entre los procesos termodinámicos, se destacan los:
 - Isotérmicos (no cambia la temperatura).
 - Isócoros (no cambia el volumen).
 - Isobáricos (no cambia la presión).
 - Adiabáticos (no hay transferencia de calor).

2.1.1.2. CICLO DE CARNOT INVERTIDO.

Si se analiza el ciclo de Carnot se observa a un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las

direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot o una bomba de calor de Carnot.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 3. Este absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3. (La temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

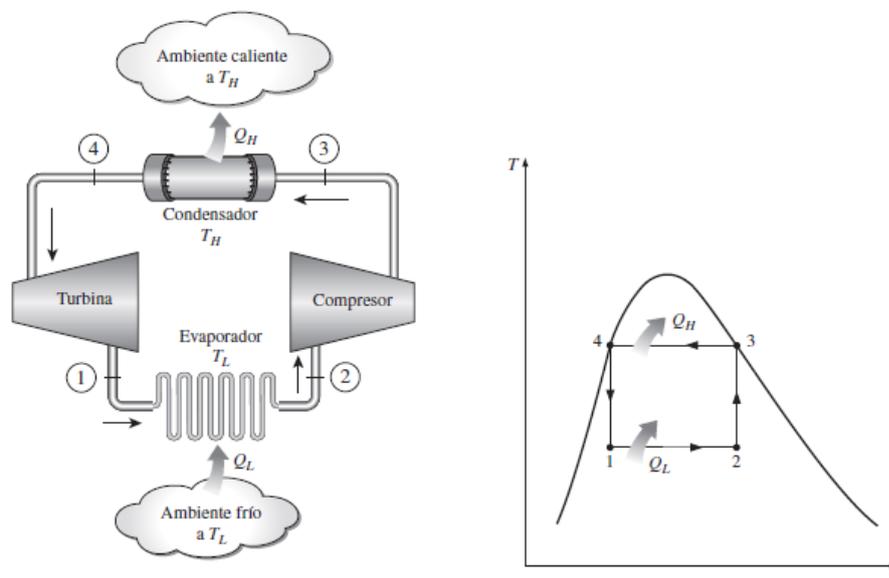


Figura 3. Esquema de un Refrigerador de Carnot y Diagrama T-s del ciclo invertido de Carnot (Cengel & Boles, 2010)

2.1.2 EL PROCESO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

En el proceso de refrigeración por compresión de vapor se eliminan aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot y esto se da al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura 4 El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor.
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

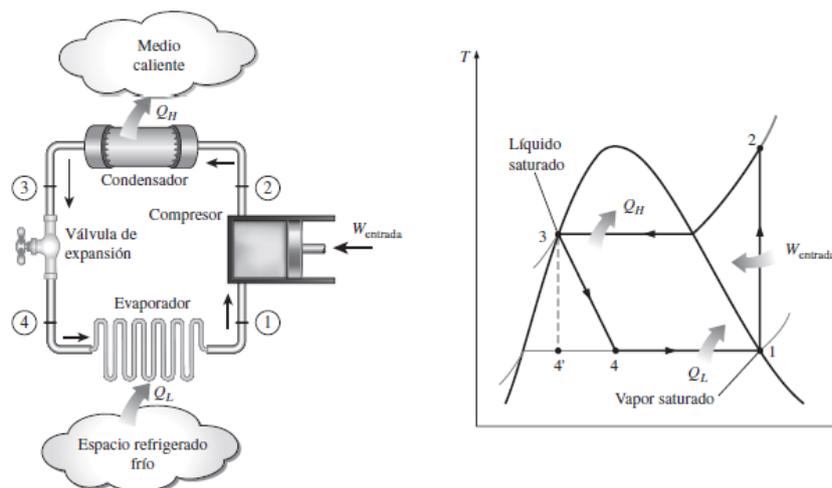


Figura 4. Esquema y Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

(Cengel & Boles, 2010)

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante.

Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso.

El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo. (Cengel & Boles, 2010)

2.1.2.1 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la figura por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

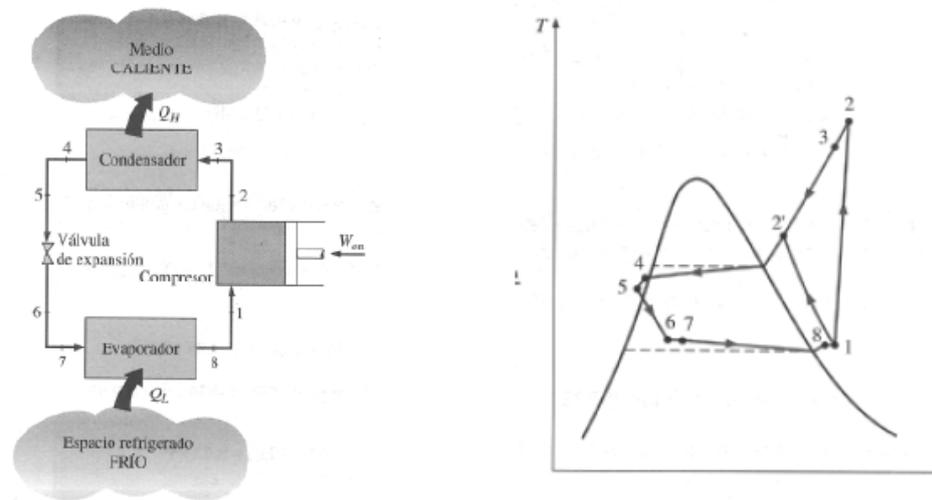


Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T vs S real.
(Cengel & Boles, 2010)

Proceso Isócoro

En un proceso a volumen constante, $dV = 0$ y por tanto no se realiza trabajo sobre el sistema

$$W = 0$$

Gráficamente en un diagrama pV , al tratarse de una recta vertical, el área bajo la curva es nula.

Es equivalente a la situación en mecánica, en la que tenemos una fuerza aplicada pero no hay desplazamiento. El trabajo es nulo.

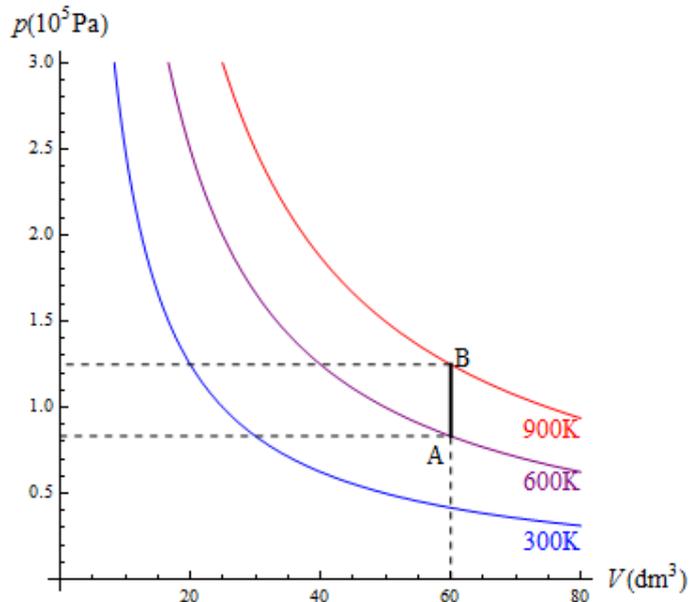


Figura 6. Diagrama P vs V de un Proceso Isócoro
(Wikipedia. Trabajos en Termodinámica, s.f.)

Proceso Isóbaro

Un proceso a presión constante se representa gráficamente por una línea horizontal. El trabajo es el área bajo este segmento horizontal, cambiada de signo.

$$W^{A \rightarrow B} = - \int_A^B p \, dV = -p \int_A^B dV = -p \Delta V = -p(V_B - V_A)$$

Si el volumen final es mayor que el inicial (expansión) el trabajo es negativo y si es menor (compresión) es positivo.

Teniendo en cuenta que la presión inicial y la final son iguales, este resultado se puede poner en función de la temperatura como

$$W^{A \rightarrow B} = -p(V_B - V_A) = -(p_B V_B - p_A V_A) = -nR(T_B - T_A) = -nR \Delta T$$

Entonces si en un proceso isobaro aumenta la temperatura de un gas, éste realiza un trabajo de expansión

$$W_{\text{out}} = -W = nR \Delta T$$

Mientras que si se enfría $\Delta T < 0$ y es el entorno el que lo realiza sobre el gas.

$$W_{\text{in}} = W = nR|\Delta T|$$

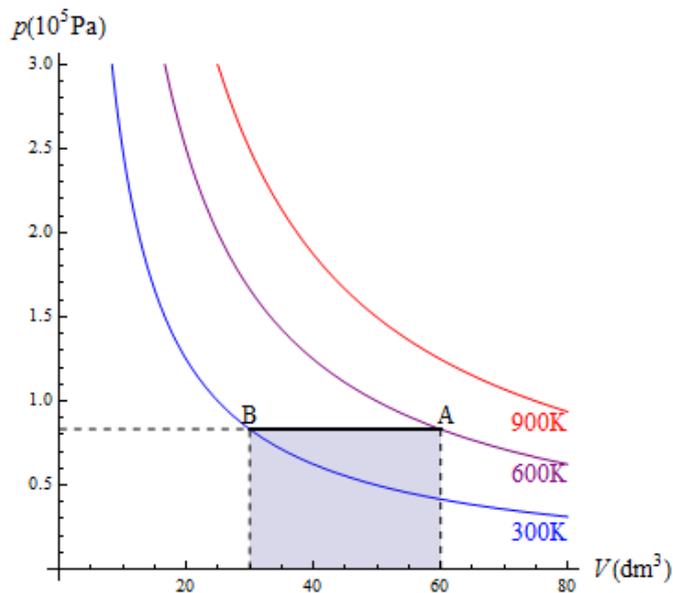


Figura 7. Diagrama P vs V de un Proceso Isóbaro
(Wikipedia. Trabajos en Termodinámica, s.f.)

Proceso Isotermo

En un proceso cuasi estático a temperatura constante, varían tanto la presión como el volumen. Si el gas se expande su presión se reduce y si se comprime aumenta, cumpliéndose la ley de Boyle

$$pV = nRT = \text{cte} \quad \Rightarrow \quad p = \frac{nRT}{V}$$

Gráficamente esto corresponde a que el proceso se representa por un arco de hipérbola. El trabajo en este proceso será el área bajo la hipérbola, que se obtiene integrando

$$W^{A \rightarrow B} = - \int_A^B p dV = -nRT \int_{V_A}^{V_B} \frac{dV}{V} = -nRT \ln \left(\frac{V_B}{V_A} \right)$$

Si lo que conocemos es la presión y el volumen iniciales (o los finales) del gas, este trabajo puede escribirse

$$W^{A \rightarrow B} = -p_A V_A \ln \left(\frac{V_B}{V_A} \right)$$

Si el volumen final es mayor que el inicial, el cociente es mayor que la unidad y el logaritmo es positivo, resultando un trabajo negativo. A la inversa si el volumen final es menor que el inicial.

Empleando de nuevo la ley de Boyle podemos escribir el resultado en términos de la relación entre presiones

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{p_A}{p_B} \quad \Rightarrow \quad W^{A \rightarrow B} = +nRT \ln \left(\frac{p_B}{p_A} \right) = +p_A V_A \ln \left(\frac{p_B}{p_A} \right)$$

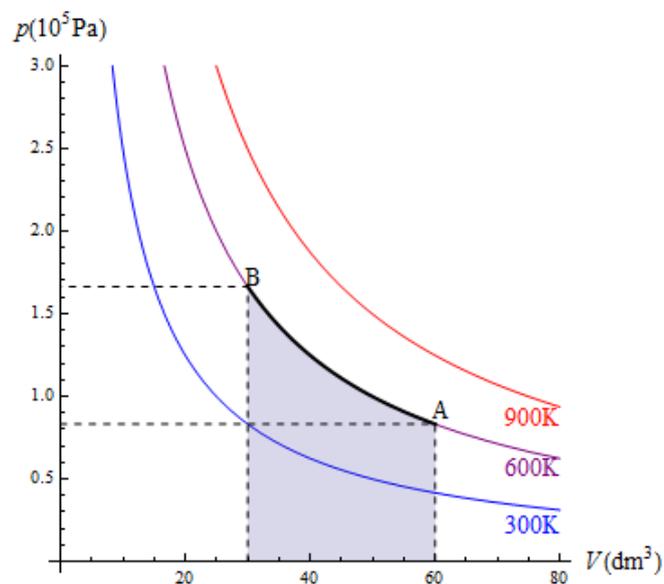


Figura 8. Diagrama P vs V de un proceso isotermo

(Wikipedia. Trabajos en Termodinámica, s.f.)

Proceso politrópico de compresión.

Para un proceso de expansión y compresión de gases donde la presión y el volumen se relacionen, como sucede a menudo, mediante una ecuación de la forma

$$PV^k = C$$

Donde:

k y C son constantes, se denomina proceso politrópico. Así pues, en un proceso de esta clase, el producto de la presión y la k -ésima potencia del volumen es una constante. Dicho de otro modo: si P_1 y V_1 son la presión y el volumen en un estado del proceso, y P_2 y V_2 son la presión y el volumen en otro estado del proceso, entonces

$$P_1V_1^k = P_2V_2^k = C$$

Dentro de un proceso politrópico tenemos pues que, al despejar de la primera ecuación, la presión viene dada por:

$$P = CV^{-k}$$

- $k = 0$ es uno a presión constante.
- $k = 1$ es un proceso isoterma
- $k = \gamma$ donde $\gamma = c_p / c_v$, como se ve al estudiar la relación entre calor y trabajo, esta es la ley que gobierna los procesos adiabáticos cuasi estáticos. Como caso particular importante, para el aire $\gamma = 1.4$
- $k \rightarrow \infty$ es un proceso a volumen constante.

Dado que el trabajo de frontera realizado desde el comienzo de la expansión o compresión hasta el estado final viene dado por

$$W = \int_1^2 P dV,$$

Por lo que tenemos que el trabajo producido en un proceso politrópico se calcula mediante

$$W = \int_1^2 P dV = \int_1^2 CV^{-k} dV = C \frac{V_2^{-k+1} - V_1^{-k+1}}{-k+1} = \frac{CV_2^{1-k} - CV_1^{1-k}}{1-k}$$

En el numerador, podemos tomar $C = P_2V_2^k$ en el primer término y $C = P_1V_1^k$ en el segundo término, y así obtener

$$W = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - k},$$

Una fórmula sencilla que permite obtener el trabajo realizado en un proceso politrópico para $k \neq 1$. Si $k = 1$, entonces

$$W = \int_1^2 P dV = \int_1^2 CV^{-1} dV = C(\ln V_2 - \ln V_1) = C \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right).$$

Para el caso de un gas ideal, donde $PV = nRT$, la fórmula del trabajo en un proceso politrópico se convierte en:

$$W = \frac{nR(T_2 - T_1)}{1 - k},$$

La variación de calor en un proceso Politrópico se define como;

$$Q = nc_v \left[\frac{\gamma - k}{1 - k} \right] [T_2 - T_1],$$

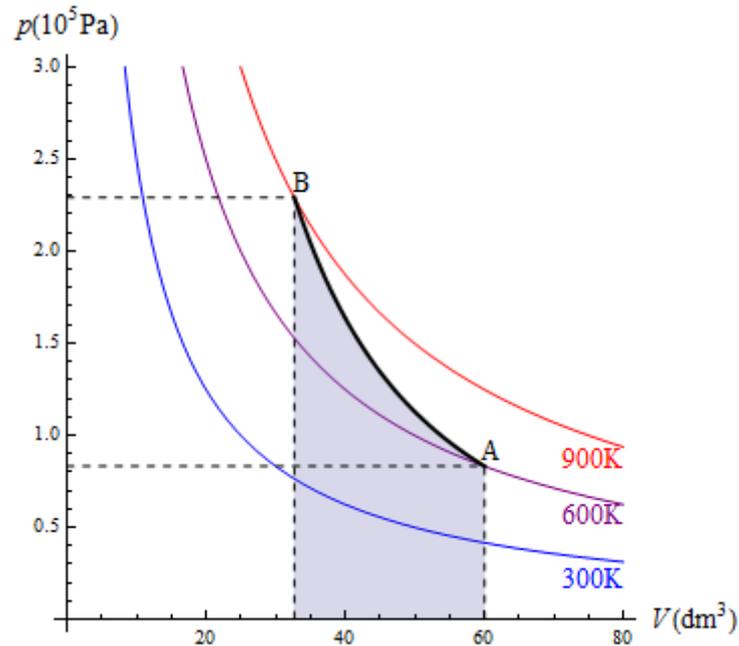


Figura 9. Diagrama P vs V de un proceso politrópico
(Wikipedia. Trabajos en Termodinámica, s.f.)

INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL COMPRESOR.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, en consecuencia, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos friccionantes los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. En el caso adiabático e irreversible la salida real puede determinarse a partir del rendimiento adiabático del compresor planteado como:

$$n_{comp} = \frac{W_{s,ideal}}{W_{a,real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad \text{(Ecu. 2.1)}$$

INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL EVAPORADOR.

En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Pero esta condición es imposible de mantener el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso se procura diseñar el sistema de manera de sobrecalentar ligeramente al refrigerante a la entrada del compresor para así garantizar evaporación completa al momento de ingresar al compresor. Asimismo, en línea que conecta al evaporador al compresor suele producirse caídas de presión del refrigerante y cierta ganancia de calor no deseable, trayendo como resultado un aumento en el volumen específico del refrigerante y por ende un incremento en los requerimientos de potencia de entrada al compresor, basado en el criterio de:

$$W_{\text{neto}} = \int v dp \text{ (Ecu. 2.2)}$$

INFLUENCIA DE LAS IRREVERSIBILIDADES EN EL CONDENSADOR.

En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. Sin embargo, es inevitable que se produzcan caídas de presión en el condensador así como en las líneas que conectan al compresor y a la válvula de estrangulamiento, además de la imposibilidad de mantener con precisión la regulación del condensador para tener a la salida líquido saturado, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de estrangulamiento sin condensar en su totalidad.

Debido a que reduce la capacidad de absorción de calor, por lo que se considera el sub enfriamiento como alternativa para disminuir la entalpía de entrada a la válvula de estrangulamiento y en consecuencia aumentar la capacidad de absorción de calor (efecto refrigerante). (Ciclos de Refrigeración por Compresión de Vapor, s.f.)

2.1.2.2 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

La energía se conserva si las fuerzas son conservativas y no actúan fuerzas como la fricción. Aquí no se incluyen los cambios de energía interna del sistema. **La primera ley de la termodinámica es una generalización de la ley de conservación de la energía que incluye los posibles cambios en la energía interna.** Es una ley válida en todo el Universo y se puede aplicar a todos los tipos de procesos, permite la conexión entre el mundo macroscópico con el microscópico.

Si consideramos un sistema termodinámico donde se produce un cambio desde un estado inicial i a otro final f , en el cual se absorbe o libera una cantidad Q de calor y se realiza trabajo W por o sobre el sistema. Si se mide experimentalmente la cantidad $Q - W$ para diferentes procesos que se realicen para ir desde el estado inicial al estado final, se encuentra que su valor no cambia, a esta diferencia de $Q - W$ se le llama cambio de energía interna del sistema. Aunque por separados Q y W dependen de la trayectoria, la cantidad $Q - W$, el cambio de energía interna es independiente de la trayectoria o del proceso que se realice para ir desde el estado inicial al estado final. Por esta razón se considera a la energía interna como una función de estado, que se mide en J y se simboliza por U , el cambio de energía interna es:

$$\Delta U = U_f - U_i, \text{ (Ecu. 2.3)}$$

Entonces se puede escribir la **primera ley de la termodinámica**:

$$\Delta U = U_f - U_i = Q - W \text{ (Ecu. 2.4)}$$

En la ecuación 2.2, Q es positivo o negativo, si se le agrega o se quita calor respectivamente al sistema y W es positivo cuando el sistema realiza trabajo y negativo cuando se realiza trabajo sobre el sistema.

La forma correcta de escribir la ecuación 2.2 es considerando diferenciales, ya que si se le agrega o quita una pequeña cantidad de calor dQ al sistema y se realiza una cantidad de trabajo diferencial dW por o sobre el sistema, la energía interna cambia en una cantidad dU :

$$dU = dQ - dW \text{ (Ecu. 2.5)}$$

En escala microscópica, la energía interna de un sistema incluye la energía cinética y potencial de las moléculas que constituyen el sistema. Para un gas, el aumento de energía interna se asocia con el aumento de energía cinética de las moléculas, es decir con su temperatura. Al igual que en el caso de la mecánica, en termodinámica no interesa conocer la forma particular de la energía interna, sino que interesan solo sus variaciones ΔU . Por lo tanto, se puede elegir cualquier estado de referencia para la energía interna, ya que se han definido solo sus diferencias, no sus valores absolutos. En la ecuación 2.3, tanto dQ como dW son diferenciales inexactas, pero dU es una diferencial exacta. (Zunza, Capítulo 13. Calor y la primera ley de la Termodinámica, s.f.)

2.1.2.3 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

FORMA DE KELVIN – PLANCK DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

En la práctica, se encuentra que todas las máquinas térmicas sólo convierten una pequeña fracción del calor absorbido en trabajo mecánico. Por ejemplo un buen motor de un automóvil tiene una eficiencia aproximada de 20% y los motores diesel tienen una eficiencia en el rango de 35% a 40%.

En base a este hecho, el enunciado de Kelvin – Planck de la segunda ley de la termodinámica es el siguiente:

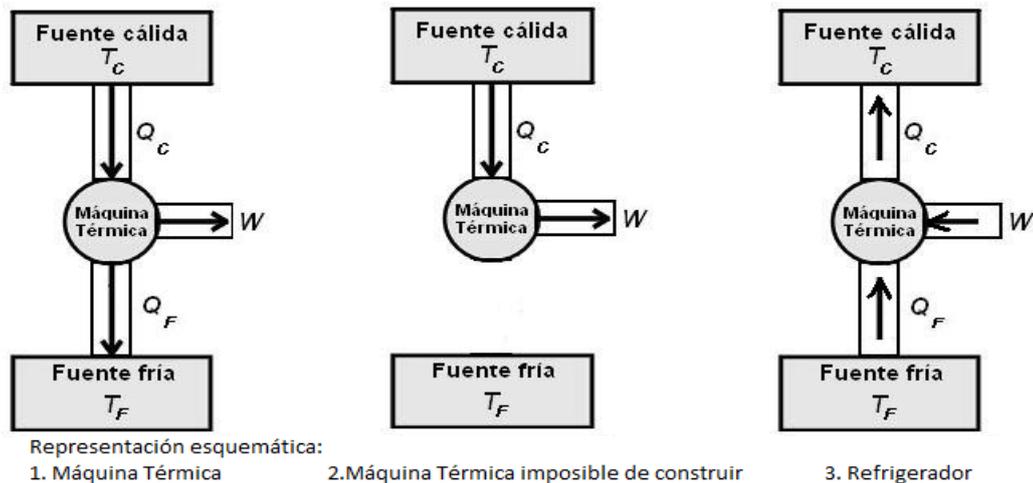


Figura 10. Esquema máquinas térmicas

Es imposible construir una máquina de movimiento perpetuo de segunda clase, una máquina que pudiera violar la segunda ley de la termodinámica. Una máquina de movimiento perpetuo de primera clase es aquella que puede violar la primera ley de la termodinámica (conservación de la energía), también es imposible construir una máquina de este tipo. La figura 6-1 es un diagrama esquemático de una máquina térmica perfecta imposible de construir.

Un refrigerador es una máquina térmica que opera en sentido inverso, como se muestra de manera esquemática en la figura 6-3. La máquina absorbe calor

Q_F de la fuente fría y entrega calor Q_C a la fuente cálida. Esto sólo puede ser posible si se hace trabajo sobre el refrigerador. De la primera ley, se ve que el calor cedido a la fuente caliente debe ser igual a la suma del trabajo realizado y el calor absorbido de la fuente fría. Por lo tanto, se ve que el refrigerador transfiere calor del cuerpo más frío a un cuerpo más cálido (la cocina).

PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES.

Los procesos reales se producen en una dirección preferente. Es así como el calor fluye en forma espontánea de un cuerpo más cálido a otro más frío, pero el proceso inverso sólo se puede lograr con alguna influencia externa. Cuando un bloque desliza sobre una superficie, finalmente se detendrá. La energía mecánica del bloque se transforma en energía interna del bloque y de la superficie.

Estos procesos unidireccionales se llaman procesos irreversibles. Un proceso es irreversible si el sistema y sus alrededores no pueden regresar a su estado inicial.

Un proceso es reversible si su dirección puede invertirse en cualquier punto mediante un cambio infinitesimal en las condiciones externas. Una transformación reversible se realiza mediante una sucesión de estados de equilibrio del sistema con su entorno y es posible devolver al sistema y su entorno al estado inicial por el mismo camino. Reversibilidad y equilibrio son, por tanto, equivalentes. Si un proceso real se produce en forma cuasi estática, es decir lo suficientemente lento como para que cada estado se desvíe en forma infinitesimal del equilibrio, se puede considerar reversible. En los procesos reversibles, el sistema nunca se desplaza más que diferencialmente de su equilibrio interno o de su equilibrio con su entorno. Si una transformación no cumple estas condiciones es irreversible.

Las transformaciones reversibles no existen, ya que no es posible eliminar por completo efectos disipativos, como la fricción, que produzcan calor o efectos que tiendan a perturbar el equilibrio, como la conducción de calor por diferencias de temperatura. Por lo tanto no debe sorprender que los procesos en la naturaleza sean irreversibles. El concepto de proceso reversible es de especial importancia para establecer el límite teórico de la eficiencia de las máquinas térmicas. (Zunza, Segunda ley de la Termodinámica y Entropía. Capítulo 15., s.f.)

Más adelante se especificará a fondo el tema de la segunda ley, su comprensión, su relación con la variación de la entropía y el tema sobre el análisis exergético.

2.1.3. RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.

En un sistema de refrigeración, el refrigerante existirá en una de las formas siguientes:

- a) Líquido.
- b) Vapor.
- c) Mezcla de Líquido y Vapor.

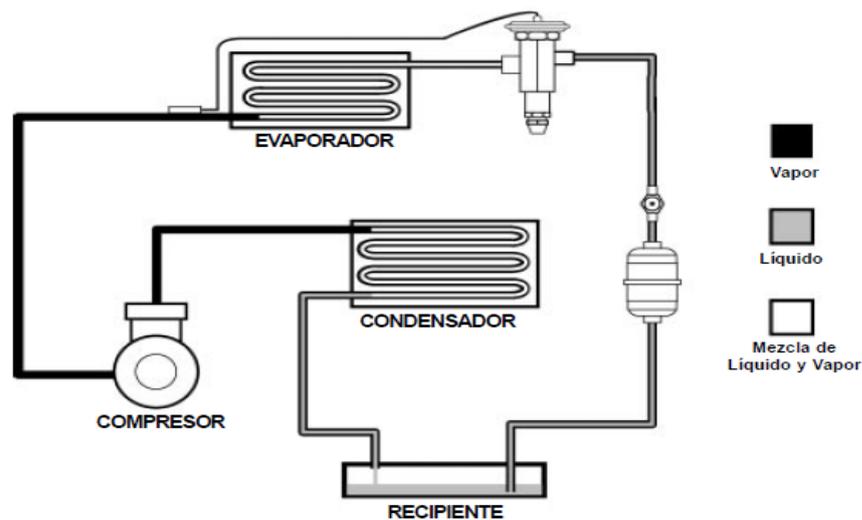


Figura 11. Esquema ciclo de Refrigeración, estado del refrigerante.

La figura 7 ilustra el estado en que se encuentra el refrigerante en diversos puntos de un sistema de refrigeración que opera normalmente. Notamos que el lado de alta contiene refrigerante en las tres condiciones en la gráfica estipuladas. La línea de descarga contiene vapor.

El condensador, que contiene una mezcla de vapor y líquido, es donde el vapor se condensa en líquido. La línea entre el condensador y el recipiente usualmente contiene solo líquido, aunque no sería anormal

encontrar una mezcla de vapor y líquido. Dado que el recipiente tiene un nivel de líquido en determinado momento, se debe pensar que tiene una mezcla de vapor y líquido. La línea de líquido que sale del recipiente y continúa hasta la válvula de expansión termostática debe contener solamente líquido.

Frecuentemente se instala un indicador de líquido y humedad, o un visor, en la línea líquida (como se hizo en nuestro caso) para ayudar a determinar si el refrigerante líquido está completamente libre de vapor.

El lado de baja del sistema usualmente contendrá refrigerante en solo dos de las tres formas. El lado de baja tiene vapor en la línea de succión y una mezcla de líquido y vapor en la salida de la válvula de expansión termostática hasta cerca de la salida del evaporador.

CUANDO SE MANTIENE LA RELACIÓN P-T, EL REFRIGERANTE ESTÁ SATURADO.

Es importante recordar que en una tabla P-T, la relación presión-temperatura es válida solamente cuando existe una mezcla de refrigerante líquido y vapor. Por lo tanto, hay solo tres lugares en el sistema de refrigeración que opera normalmente donde se puede garantizar la validez de la relación P-T. Esto es, en el condensador, el evaporador y el recipiente, lugares donde se sabe que hay una mezcla de refrigerante líquido y vapor. Cuando el refrigerante líquido y vapor están presentes, la condición se denomina saturada o de saturación.

Esto significa que si podemos determinar la presión en cualquiera de estos lugares, podemos fácilmente determinar la temperatura simplemente encontrando la presión en una tabla P-T y leyendo la temperatura correspondiente.

De la misma manera, si podemos medir con precisión la temperatura en esos tres lugares, también se puede determinar la presión usando la relación P-T, encontrando la presión correspondiente a la temperatura medida.

CUANDO LA RELACIÓN P-T NO SE CUMPLE, ES INDICACIÓN DE RECALENTAMIENTO O SUBENFRIAMIENTO.

En los puntos del sistema donde solo está presente vapor, la temperatura real estará por encima de la temperatura que es indicada por la relación P-T para la presión medida.

En teoría la temperatura del vapor pudiera ser igual a la temperatura que indica la relación P-T, pero en la práctica siempre es mayor. En este caso, recalentamiento es la diferencia entre la temperatura medida y la temperatura correspondiente en la tabla P-T para la presión en ese punto. Donde se sabe que solamente líquido está presente, como en la línea de líquido, la temperatura medida será un poco menor que la temperatura correspondiente a la presión. En este caso, se llama subenfriamiento de líquido a la diferencia entre la temperatura medida y la temperatura correspondiente a la relación P-T.

También, es posible encontrar que la temperatura real medida sea igual a la temperatura equivalente por la relación P-T. En este caso el subenfriamiento es igual a cero. (Sporlan, s.f.)

2.1.4 COMPONENTES DE LA REFRIGERACIÓN.

2.1.4.1 EVAPORADOR.

El evaporador es el componente que lleva a cabo el objetivo de la producción de frío: “Enfriar una corriente fluida o un producto”.

En los sistemas frigoríficos el evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de

líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración.

El flujo de refrigerante en estado líquido es controlado por un dispositivo o válvula de expansión la cual genera una abrupta caída de presión en la entrada del evaporador. En los sistemas de expansión directa, esta válvula despiden una fina mezcla de líquido y vapor a baja presión y temperatura. Debido a las propiedades termodinámicas de los gases refrigerantes, este descenso de presión está asociado a un cambio de estado y, lo que es más importante aún, al descenso en la temperatura del mismo.

De esta manera, el evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar transformándolo en calor latente el cual queda incorporado al refrigerante en estado de vapor.

TIPOS DE EVAPORADOR.

Debido a que un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en la cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, tamaños y diseños y se pueden clasificar de diferentes maneras, nosotros nos basaremos en la siguiente:

EVAPORADORES SEGÚN ALIMENTACIÓN DE REFRIGERANTE:

Los evaporadores pueden ser clasificados de acuerdo al método de alimentación del líquido como de expansión seca, inundados, o líquidos sobrealimentados.

Con el método de expansión seca: la cantidad de líquido refrigerante alimentado al evaporador está limitada a la cantidad que pueda ser completamente vaporizado durante el tiempo de llegada hasta el extremo final del evaporador, de tal manera que solo llegue vapor a la línea de succión. La válvula generalmente empleada con este método para el control

del flujo de refrigerante es de expansión termostática o de tubo capilar. Para estar seguro de tener completa vaporización del refrigerante en el evaporador y prevenir así el llevar líquido en la tubería de succión al compresor, se permite un sobrecalentamiento de 10°F al final del evaporador, esto requiere aproximadamente del 10% al 20% de la superficie total del evaporador.



Figura 12. Evaporador mediante expansión seca.

Una parte de cada masa unitaria de refrigerante circulado se vaporiza en la válvula de control del refrigerante a medida que la presión es reducida desde la presión condensante hasta la presión del evaporador. Con el evaporador de alimentación de expansión seca el gas resultante entra al evaporador junto con el líquido resultante, el cual se vaporiza progresivamente a medida que el refrigerante pasa a través del evaporador. De lo anterior, es evidente que el refrigerante en la última parte del evaporador no trabaja tan efectivamente como la parte a la entrada del evaporador en donde se tiene una gran parte del refrigerante en la fase del líquido.

Es por esta razón que en un evaporador de expansión seca, la superficie del serpentín siempre es más bajo en la parte a la entrada del refrigerante y su valor más alto se tiene cerca de la salida, a pesar del hecho de que la temperatura de saturación del refrigerante es más baja en la salida debido a

la caída de presión que experimenta el refrigerante al fluir a través del evaporador.

En tanto que los evaporadores de expansión seca son algo menos eficiente que el de tipo inundado o de sobrealimentación del líquido, son por lo general simples en su diseño, su costo inicial bajo, requiere mucho menos carga de refrigerante y tienen menos problemas que los demás en lo que respecta al regreso del aceite. Por estas razones el evaporador de expansión seca es el tipo popular. Esto en particular es cierto para sistemas que emplean refrigerantes halo carburos, ya que con los evaporadores inundados a veces es difícil el regreso del aceite.

Los evaporadores inundados: trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior del tubo y en consecuencia la mayor razón posible de transferencia de calor. El evaporador inundado está equipado con un acumulador o colector de vapor que sirve como receptor líquido desde el cual el refrigerante líquido es circulado por gravedad a través de los circuitos del evaporador. El nivel del líquido en evaporador se mantiene más bajo o más alto mediante un control de flotador y, el vapor generado por la acción de ebullición del refrigerante en los tubos se separa del líquido en la parte superior del acumulador de donde es sacado directamente a través de la línea de succión con el gas que se forma como consecuencia de la reducción de presión del refrigerante desde la presión en el condensador hasta la presión que se tiene en el evaporador. Se debe observar que el gas instantáneamente formado no circula por la parte de transferencia de calor del evaporador.



Figura 13. Evaporador Inundado

Evaporador sobrealimentado: es aquel en el cual la cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre con considerable exceso y que además puede ser vaporizado. El exceso del líquido es separado del vapor en un receptor de baja presión o acumulador y es recirculado hacia el evaporador, mientras que el vapor es extraído por la succión del compresor. Los rangos de razón de circulación son desde un valor de 2 a 1 hasta valores altos de 6 ó 7 a 1, se usan los rangos altos con amoníaco y los bajos con los refrigerantes 12, 22, y 502. Un rango de circulación de 3 a 1 indica que se tiene en circulación tres tantos de líquido circulando que pueden ser vaporizados, en cuyo caso la composición de refrigerante en el cubo de regreso al acumulador estará compuesta por peso, de dos partes de líquido y una parte de vapor. Con una recirculación adecuada del líquido el humedecimiento de la superficie interior del tubo y el rendimiento en los evaporadores sobrealimentados son similares a los que se tienen con aquellos que trabajan completamente inundados. La razón óptima de recirculación para tener el mejor rendimiento en el evaporador, varía con un gran número de factores y a veces es difícil de predecirlas. A fin de lograr el rendimiento estipulado, es importante que el fabricante de evaporadores haga recomendaciones lo más aproximadas posibles. Como en el caso de evaporadores de expansión seca, el flujo de líquido en los evaporadores sobrealimentados es controlado por algún dispositivo de

medición, por lo general una válvula de expansión manual o un orificio diseñado o ajustado para obtener el flujo máximo necesario para cuando se tengan las cargas pico.



Figura 14. Evaporador Sobrealimentado

Los evaporadores sobrealimentados son comúnmente utilizados en sistemas de evaporador múltiple, resultando más económicos. Mientras que para un evaporador simple se tienen pocas dificultades para controlar la razón de recirculación, el balanceo en un sistema de evaporador múltiple es más tedioso, pero se facilita más al aumentarse la razón de recirculación. Por este motivo, las razones de recirculación generalmente son mayores para un sistema de evaporador múltiple que para un evaporador simple. A fin de prevenir una sobrealimentación excesiva en los evaporadores activos, se instala una válvula de desahogo en el lado de descarga de la bomba para regresar líquido al receptor de baja presión cuando no están funcionando uno o más de los evaporadores del sistema.

CONTROL EN EL EVAPORADOR INUNDADO.

Los controles de flujo refrigerante empleados con evaporadores inundados son por lo general tipo flotador. El control de flotador consiste en un miembro boyante (bola hueca de metal, cilindro o cuenco) el cual es responsable del nivel del líquido refrigerante, por lo que también actúa para abrir y cerrar la válvula a fin de admitir una mayor o menor cantidad de

refrigerante, de acuerdo a los cambios en el nivel de líquido que se tiene dentro de la cámara del flotador. La cámara del flotador puede quedar localizada ya sea en el lado de baja o alta presión del sistema. Cuando el flotador está localizado en el lado de baja presión del sistema, el control del flotador se le llama control de flotador de baja presión. Cuando el flotador está localizado en el lado de alta presión del sistema se le conoce como control de flotador de alta presión.

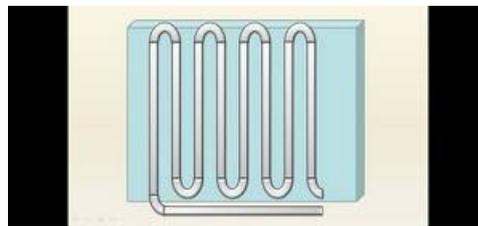


Figura 15. Evaporadores de Placa

La principal ventaja del evaporador inundado estriba en la capacidad y alta eficiencia del evaporador así obtenida. Con funcionamiento inundado el refrigerante predominantemente está líquido en todas partes del evaporador, con lo que se obtiene un alto coeficiente refrigerante en la superficie del tubo en el lado del refrigerante, en comparación con el obtenido en el evaporador tipo expansión seca, donde predominantemente el refrigerante está en estado de vapor, sobre todo en la última parte del evaporador. Por esta razón, los controles del flotador (evaporadores inundados) son muy usados en instalaciones grandes para enfriamiento de líquidos donde se aprovecha la ventaja del alto valor del coeficiente de conductancia en el lado del refrigerante. Por otra parte, este tipo de control raras veces se usa en instalaciones pequeñas, debido a su volumen y a la carga grande necesaria de refrigerante, en estos casos se usa la válvula de expansión termostática o el tubo capilar, el cual es muy simple y económico. (Wordpress. Evaporador, 2014)

2.1.4.2 COMPRESOR.

Consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro.

El proceso de refrigeración implica un circuito cerrado, y al refrigerante no se le deja expandir al aire libre.

Cuando el refrigerante va hacia el evaporador, éste es alimentado por un tanque. La presión en el tanque será alta, hasta que su presión se iguale a la del evaporador. Por esto la circulación del refrigerante cesará y la temperatura tanto en el tanque como en el evaporador se elevará gradualmente hasta alcanzar la temperatura ambiente.

Para mantener una presión menor y con esto una temperatura más baja, es necesario sacar el vapor del evaporador. Esto lo realiza el compresor el cual lo aspira. En términos sencillos, el compresor se puede comparar a una bomba que transporta vapor en el circuito del refrigerante.

En un circuito cerrado a la larga prevalece una condición de equilibrio. Para ampliar más este concepto tenemos que ver si el compresor aspira vapor más rápidamente, que el que se puede formar en el evaporador, la presión descenderá y con esto la temperatura en el evaporador. Por el contrario, si la carga en el evaporador se eleva, el refrigerante se evaporará más rápidamente lo que producirá una mayor presión y por esto una mayor temperatura en el evaporador. El refrigerante sale del evaporador, o bien como vapor saturado o ligeramente recalentado y entra en el compresor donde es comprimido.

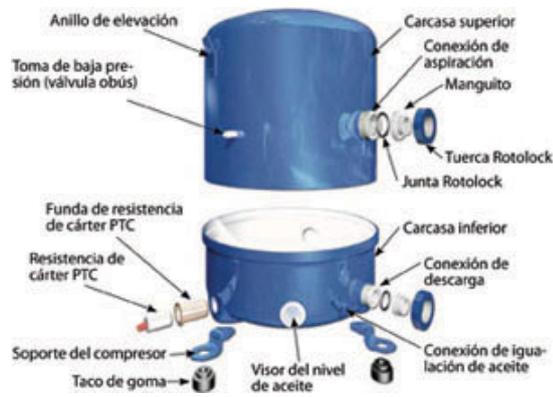


Figura 16. Circulación de Gas

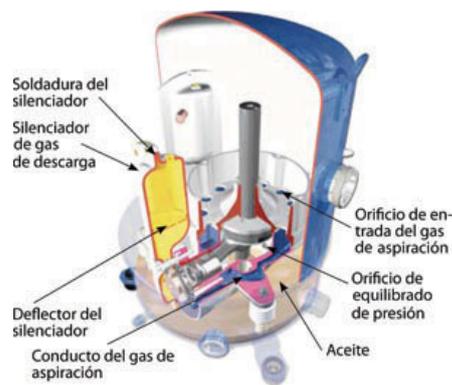


Figura 17. Ciclo frigorífico de compresión

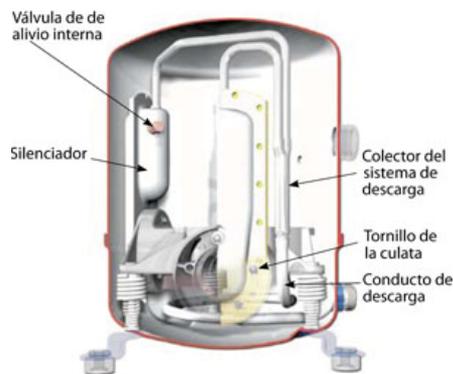


Figura 18. Sistema de Descarga

El método de producción de frío en las máquinas de fluidos condensables está basado en los cambios de estado (líquido-gas y gas-líquido) de una sustancia (fluido refrigerante) en un circuito cerrado. Para ello se aprovecha la cualidad que presentan los fluidos, (proceso Termodinámico). La temperatura necesaria para producir el cambio de estado del fluido refrigerante, dependerá de la presión a la que los fluidos se encuentren dentro de las condiciones de operación; es decir a baja presión la temperatura es baja, y si se eleva la presión, la temperatura aumenta.

El motivo de aprovechar los cambios de estado es porque los calores latentes (cambio de estado) son mayores que los calores sensibles (cambio de temperatura), con la consiguiente disminución de la cantidad de fluido refrigerante y la capacidad de los equipos frigoríficos.

El modo de obtención de frío con este sistema describe un ciclo teórico que podemos resumir de la siguiente manera:

- Se comprime el refrigerante en estado gaseoso mediante un compresor, de modo que se eleva la presión y temperatura del gas.
- Se hace circular el fluido (gas) por un condensador, en él se condensa el refrigerante a presión constante (líquido), cediendo calor al medio exterior, normalmente aire o agua.
- Se pasa el líquido refrigerante por una etapa de expansión donde pierde presión y temperatura evaporándose una pequeña fracción del líquido.
- El refrigerante con bajas temperaturas y presión se pasa por un evaporador en el que el refrigerante se evapora (gas), absorbiendo calor del medio exterior y logrando así el efecto frigorífico deseado.
- Finalmente se vuelve a comprimir el gas, reiniciando el ciclo.

El compresor, normalmente está accionado por un motor eléctrico, y en equipos de pequeña potencia casi en exclusiva son motocompresores herméticos accionados por motores asíncronos monofásicos. (Mundo Hvacr. El Compresor: Parte Fundamental en los Sistemas de Refrigeración, 2007)

2.1.4.3 CONDENSADOR.

Son los equipos encargados de transferir al ambiente el calor absorbido en el evaporador y en la etapa de compresión.

Reciben el vapor recalentado proveniente del compresor y deben ser aptos para eliminar el recalentamiento y efectuar la condensación.

El condensador es un intercambiador donde se transmite al medio secundario (agua o aire) el calor de los vapores de refrigerante que proviene del compresor, allí el refrigerante se licuara, durante este paso se produce un cambio de estado (vapor a líquido) este proceso se denomina disminución de calor latente, una vez que hemos finalizado el cambio de estado, estaremos aún dentro del condensador y como el refrigerante será líquido 100% sufriremos un variación de calor sensible donde obtendremos un subenfriamiento. El subenfriamiento ideal será entre 5°C y 12°C e irá en función de forma inversamente proporcional al recalentamiento del evaporador.

CONDENSADOR DE AIRE.

Se utilizan en instalaciones de pequeño tamaño. Constan en un serpentín o conjunto de tubos normalmente de cobre por cuyo interior circula el refrigerante. Soldados a estos y en sentido perpendicular se disponen unas láminas de aluminio cuya función es elevar la superficie de transferencia de calor por radiación por lo que estos tubos reciben el adjetivo de aleteados. Normalmente en estos condensadores el aire se hace circular de manera forzada a través de ventiladores que se pueden montar de manera que, o bien impulsan el aire sobre el conjunto de tubos aleteados o bien extraen el aire a través del condensador. Con el de extracción de aire se mejora la ventilación en los extremos.

Los condensadores de aire pueden ser estáticos o de tiro forzado. Los más usuales son los de tiro forzado ya que al aumentar la velocidad del aire disminuye la superficie necesaria para realizar la condensación. Estos utilizan diversos tipos de ventiladores, los más usuales son los helicoidales y las moto turbinas centrifugas.



**Figura 19. Condensador de Tiro Forzado
(Cuartos Fríos - Condensadores., s.f)**

CONDENSADOR DE AGUA.

Los condensadores de agua son aquellos que utilizan agua como elemento secundario encargado de refrigerar el condensador para que el refrigerante pueda condensarse.



Figura 20. Condensador de agua

2.1.4.4 ELEMENTO DE EXPANSIÓN.

Las válvulas de expansión termostáticas son desarrolladas para regular la inyección de refrigerante líquido a los evaporadores. Esta inyección de refrigerante estará siempre regulada por un elemento termostático que está situado en la parte superior de la válvula de expansión la cual es controlada en función del recalentamiento del refrigerante.

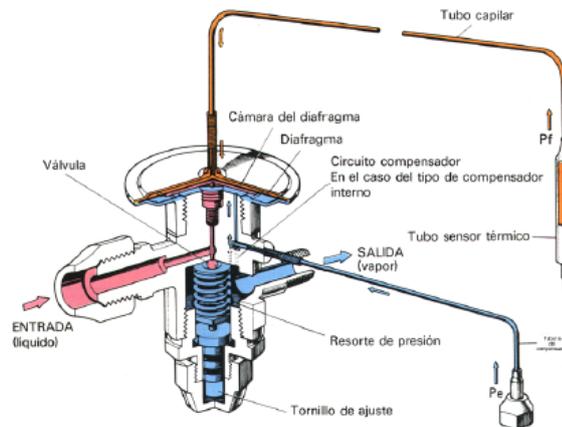


Figura 21. Partes de una Válvula de Expansión

Existe una gran variedad de válvulas de expansión termostáticas, ej: R-22, R 404-A, R-717 (amoníaco). Con puerto balanceado, con carga MOP. En todas ellas el objetivo es entregar la máxima eficiencia del evaporador con un sobrecalentamiento adecuado.

El funcionamiento de la válvula de expansión: consta de un elemento termostático:

- a) Separado del cuerpo por medio de una membrana, el elemento termostático está en contacto con el bulbo.
- b) A través de un tubo capilar, un cuerpo con un asiento y orificio.
- c) Un muelle o resorte.

Funcionamiento

P1: La presión del bulbo que actúa en la parte superior de la membrana y en dirección de apertura de la válvula.

P2: La presión del evaporador, que influye en la parte inferior de la membrana y en la dirección de cierre de la válvula.

P3: la fuerza del resorte, que influye en la parte inferior de la membrana y la única variable que es controlable por parte del técnico.

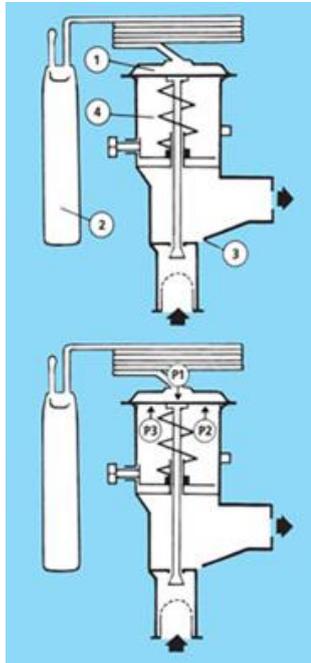


Figura 22. Funcionamiento de una válvula de expansión termostática.

Cuando la válvula regula, hay un balance entre la presión del bulbo por la parte superior de la membrana y en contra se tendrá la presión del evaporador y la del resorte, esto con el fin de encontrar el sobrecalentamiento más adecuado de operación.

SOBRECALENTAMIENTO.

El concepto de sobrecalentamiento es el calor agregado al vapor después de la vaporización en la válvula de expansión. Esto se puede medir en el lugar donde está el bulbo que es la tubería de succión. La diferencia que existe entre la temperatura del termómetro y la presión de evaporación, traducida a temperatura que le corresponde, el resultado será el recalentamiento en el evaporador, el cual está diseñado para operar con un rango de recalentamiento de 5° C. Para obtener el sobrecalentamiento total basta con cambiar el termómetro hasta el final de la tubería de succión, 30 centímetros antes del compresor, y tomar la presión de succión a la entrada del compresor. La diferencia en temperatura será el sobrecalentamiento

total el cual no deberá ser mayor a 15° C. Es muy importante aclarar que estas mediciones se deberán hacer cuando ya se haya obtenido la temperatura de cámara, si por algún motivo no se llega a la temperatura deseada se debe revisar bien el balance térmico o probables taponamientos por suciedad y/o humedad en el sistema de refrigeración.

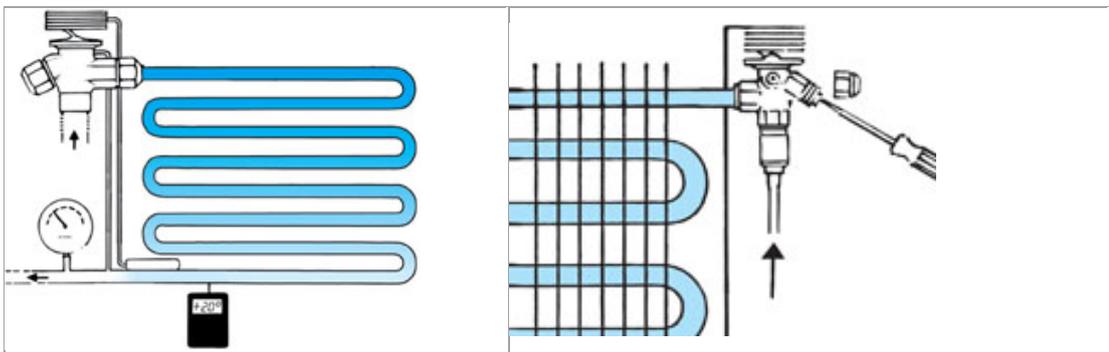


Figura 23. Calibración de Válvula de expansión Termostática.

El sobrecalentamiento sirve para asegurar que el refrigerante líquido será evaporado en su totalidad en el evaporador. Pero existen situaciones donde deberá de modificar el ajuste de sobrecalentamiento, el cual se puede hacer cuando se tienen distancias mayores a 15mts, en esta condición se podrá disminuir el sobrecalentamiento al girar el tornillo en contra de las manecillas del reloj. Se recomienda no más de un giro de 360° con el fin de cuidar el compresor, recordando que el 90% del enfriamiento de los compresores herméticos está dado por el gas de succión. Por otro lado, si el sobrecalentamiento total es muy reducido se tendrá que aumentar el mismo y esto se logra girando el tornillo a favor de las manecillas del reloj. Cabe aclarar que la presencia o ausencia de escarcha de hielo en una tubería de succión no indica o garantiza el estado físico del refrigerante. (Mundo Hvacr - Válvulas de Expansión Funcionamiento y Selección., 2008)

2.1.4.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y COMPONENTES.

TERMOSTATO DIGITAL.

Es el componente del sistema de control simple que abre o cierra un circuito eléctrico en función de la temperatura.

Su versión más simple consiste en una lámina metálica como la que utilizan los equipos de aire acondicionado para apagar o encender el compresor.



Figura 24. Módulo Controlador Termostática

FILTRO DE HUMEDAD.

En los sistemas de refrigeración se puede producir humedad y esta provoca obstrucciones y problemas en el lubricante del compresor por lo que el filtro nos ayuda a evitar estos problemas.



Figura 25. Filtro Secador

PRESOSTATOS DIGITALES.

Se usan estos instrumentos de mayor precisión en el equipo para controlar la presión de alta y de baja que existe en el sistema, para poder evitar que estas den errores que puedan dañar el banco de pruebas.



Figura 26. Módulo Presostato Digital con pantalla LED

MIRILLAS.

La Mirilla (también llamada Visor), es un dispositivo auxiliar en los sistemas de Aire Acondicionado y Refrigeración que nos permite observar la condición del refrigerante en el lugar de su ubicación. Es un indicador de la condición del refrigerante cuyas funciones son determinar su estado líquido y su contenido de humedad.



Figura 27. Mirilla de Humedad

(Mundo Hvacr. Indicadores de Líquido y Humedad., 2006)

MANÓMETROS:

Es un instrumento de medición que sirve para medir la presión de fluidos contenidos en recipientes cerrados. Esencialmente se distinguen dos tipos

de manómetros, según se empleen para medir la presión de líquidos o de gases.



Figura 28. Manómetro de Alta y Baja

(Buenas Tareas. Instrumentos de Medición de Temperatura y Presión., 2012)

2.2 REFRIGERANTES.

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Existe un número muy grande de fluidos refrigerantes fácilmente licuables; sin embargo, sólo unos cuantos son utilizados en la actualidad. Algunos se utilizaron mucho en el pasado, pero se eliminaron al incursionar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados. Recientemente, se decidió discontinuar algunos de esos refrigerantes antes

del año 2000, tales como el R-11, R-12, R-113, R-115, etc., debido al deterioro que causan a la capa de ozono en la estratósfera.

En su lugar, se van a utilizar otros refrigerantes como el R-123, el R-134a y algunas mezclas ternarias. Los grandes fabricantes de refrigerantes, siguen trabajando en el desarrollo de nuevos productos.(Total Line. Capitulo 12: Refrigerantes., s.f.)

2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES.

Mezclas Azeotrópicas: (R-5...) Son mezclas de dos o más refrigerantes halogenados puros. Que funcionan como una sustancia pura estas no cambian la temperatura durante el cambio de fase a presión constante.

Ejemplos R-502, R507

Mezclas Zeotrópicas: (R-4...) Son mezclas de dos o más refrigerantes halogenados puros.

Durante el cambio de fase las proporciones de las sustancias en el gas y el líquido son variables en el proceso de evaporación a presión constante la temperatura aumentan, a esa diferencia de temperatura se le llama deslizamiento o "glide".

Ejemplos: R-407C, R-410^a

○ Mezclas azeotrópicas (X=5)

✓ R-502 (R-22, R-115)

✓ R-507 (R-125, R-134a)

○ Mezclas zeotrópicas (X=4)

✓ R-407C (R-32, R-125, R134a)

✓ R-410A (R-32, R-125), quasi-azeotrópica

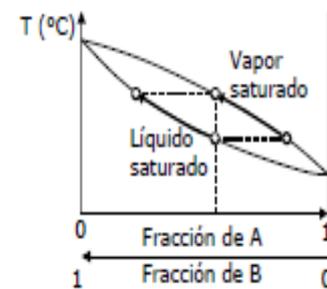
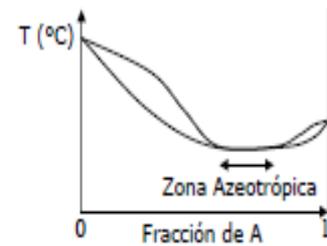
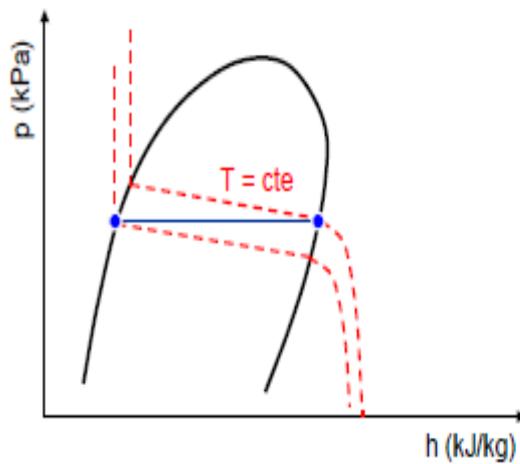


Figura 29. Diagrama P vs h de Refrigerantes Mezclas azeotrópicas y zeotrópicas

(Universidad de Sevilla. Tema 12: Refrigerantes., 2014)

2.2.2 LOS REFRIGERANTES DEBEN SER DETECTABLES.

Los refrigerantes tienen una tendencia a fugarse, y cuando esto sucede, el refrigerante seleccionado debe ser fácilmente detectable.

En la actualidad, esto ya no es una deficiencia en ningún refrigerante, ya que se han desarrollado varios métodos para detectar fugas de cualquier refrigerante.

Existen varios factores que determinan la tendencia de los refrigerantes a fugarse. Presión, viscosidad y densidad, son algunos de ellos. Cuando estas características son las mismas para diferentes refrigerantes, el que tiene más tendencia a fugarse, es el de menor peso molecular. El razonamiento de por qué sucede esto, es simple. El refrigerante con mayor peso molecular, tiene moléculas más grandes. Esto significa que por una grieta de cierto tamaño, se fugaría más fácilmente un refrigerante de bajo peso molecular, que uno de mayor peso molecular.

En la tabla 1 se muestran los olores característicos, el peso molecular, y la raíz cuadrada del peso molecular de algunos refrigerantes. Matemáticamente, el tamaño de las moléculas de un compuesto, es proporcional a la raíz cuadrada del peso molecular. En la tabla 1 se puede observar que el amoníaco, tiene una molécula de aproximadamente la mitad de tamaño de la del R-22. Esto significa que, en condiciones iguales de las propiedades mencionadas, se requeriría una grieta del doble de tamaño para que se fugue el R-22 que para el R-717. Esta es la razón por la que en las instalaciones de refrigeración de amoníaco, es muy común el olor, debido a la facilidad con que se fuga este refrigerante.

Un poco de olor en los refrigerantes puede ser una ventaja, ya que cualquier fuga, por muy pequeña, podría ser notada de inmediato y efectuarse la corrección de la misma, antes de perder todo el refrigerante o se haya ocasionado un daño mayor.

Aunque un olor fuerte y picante, como el de amoníaco ayuda a indicar la presencia de una fuga, también podría ocasionar pánico en lugares públicos, o sacar a la gente de sus casas, y en general, crear problemas más importantes que la simple pérdida de refrigerante. Por lo tanto, aunque un ligero olor pudiera ser ventajoso, un refrigerante sin olor será normalmente

mejor que un olor extremadamente ofensivo. La excepción a esto, son los refrigerantes que no tienen olor y son muy tóxicos, como el R-170. Algunas veces se añaden a estos compuestos algún olor irritante, como medida de precaución.

Tabla 1.
Tendencia de Fuga para varios Refrigerantes.

Refrigerante No.	TENDENCIA A FUGARSE		
	Olor Característico	Peso Molecular	✓ P.M.
12	Ligeramente Etéreo	120.93	10.99
22	Ligeramente Etéreo	86.48	9.30
30	Etéreo Dulce	85.00	9.22
123	Ligeramente Etéreo	152.95	12.37
134a	Ligeramente Etéreo	102.03	10.10
170	Etéreo Dulce	30.05	5.48
500	Ligeramente Etéreo	99.31	9.96
502	Ligeramente Etéreo	111.63	10.56
717	Picante	17.03	4.12
718	Ninguno	18.02	4.24

(Total Line. Capitulo 12: Refrigerantes., s.f.)

Existen distintos métodos para la ubicación de las fugas y estos son:

Soluciones de Burbujas. El método de burbujas para detectar fugas, es probablemente tan antiguo como la necesidad de detectar las fugas, pero aún tiene su lugar.

Consiste en usar una solución jabonosa, la cual se aplica con cepillo o esponja sobre el área donde se sospecha que hay fuga. El gas que pasa a través de la solución formará burbujas. Existen soluciones especiales patentadas y diseñadas para detectar fugas, en vez de simple jabón. Estas forman una burbuja con una película más fuerte y más durable.

La solución deberá limpiarse de la tubería o conexión después de la prueba.

Lámpara de Haluro. También se le conoce como antorcha o soplete de haluro. Esta ha sido utilizada durante muchos años para detectar fugas de refrigerantes halogenados.

El principio sobre el que funciona este detector es el siguiente: la mayoría de los sopletes (alcohol, propano, acetileno, etc.) arden con una flama casi incolora. Si se coloca una tira de cobre en esta flama, seguirá siendo incolora. Sin embargo, si se pone en contacto con la tira caliente de cobre aún la más pequeña cantidad de refrigerante halogenado (R-12, R-22, R-500, R-502, etc.), la flama inmediatamente tomará un color verde claro.

El color se debe a la reacción entre el refrigerante descompuesto y la placa de cobre caliente, montada en el centro del quemador de la antorcha. El aire para la combustión es atraído hacia el quemador, a través de una manguera flexible. El otro extremo de la manguera está libre, y es el que se mueve a diferentes partes del sistema. Si este extremo de la manguera se coloca cerca de una fuga, algo del vapor del refrigerante fugado será succionado a través de la manguera hacia el quemador. Inmediatamente, el color de la flama se volverá verde, indicando la fuga.

Tintes. Los tintes tanto de refrigerante como fluorescentes, son otra herramienta para ayudar a resolver problemas de fugas. El tinte de refrigerante dentro de un sistema, producirá un color rojo brillante en el punto de la fuga. El refrigerante teñido de rojo (esta mezcla la prepara el fabricante de refrigerante) se introduce al sistema.

Al escapar el refrigerante teñido por alguna grieta, el refrigerante se evapora y el tinte queda sobre la tubería en forma de mancha roja, muy persistente. Para asegurar una máxima detección de fugas, en la mayoría de los sistemas debe ser reemplazada la carga completa de refrigerante, por el refrigerante que contiene el tinte. La mayoría de las fugas se mostrarán en un tiempo muy corto. Sin embargo, en algunos casos será necesario esperar hasta 24 horas, debido a la proporción de circulación de aceite; ya que este método depende de la proporción con que circula el aceite.

Detector Electrónico. El detector de fugas más sensible de todos, es el electrónico. Utiliza circuitos transistorizados y el abastecimiento de energía es por medio de pilas.

Existen tres tipos:

- a) Detector de fuentes de Iones.
- b) Tipo termistor (basado en cambio de temperatura).
- c) Tipo dieléctrico, mide el balance en el aire circundante, y luego responde sólo a gas halógeno.

El detector de fugas electrónico se ha vuelto el más ampliamente utilizado, tanto en el campo de servicio, como en la fabricación y ensamble de equipos.

Para ponerlo en operación, el detector se enciende y se ajusta en una atmósfera normal. Al hacer esto, el detector sólo zumba; cuando "siente" algún refrigerante halogenado (R-12, R-22, R-502, R-500, etc.) el detector lo delatará. Entonces, la sonda detectora de fugas se pasa sobre las superficies sospechosas de fugas. Si hay una fuga, por pequeña que sea, el

refrigerante halogenado es atraído hacia la sonda. El detector de fugas emitirá un sonido estridente o una luz intermitente, o ambos; porque el nuevo gas cambia la resistencia en el circuito. (Total Line. Capítulo 12: Refrigerantes., s.f.)

2.2.3 EL PUNTO DE EBULLICIÓN DE UN REFRIGERANTE.

Punto de ebullición del refrigerante Se determina mediante la presión de succión, que se convierte a temperatura mediante la tabla 1 o gráfica de presión de temperatura para el refrigerante que se esté usando.

Esta presión se debe medir en la salida del serpentín. Si ello no es posible, y se hace la medición en la entrada del compresor, se debe sumar a la indicación del manómetro la caída de presión en la tubería de succión para obtener un punto de ebullición tan exacto como sea posible.

Este método de cálculo de la diferencia promedio de temperatura no es 100% exacto, debido al efecto de enfriamiento variable en el aire que pasa por el serpentín. Sin embargo, es lo suficientemente aproximado como para ser de aplicación general a los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. (Refriweb. Punto de ebullición del refrigerante., s.f.)

2.2.4 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA

El diagrama P-h, o diagrama de Mollier para presión entalpía, es la representación gráfica en una carta semi logarítmica en el plano Presión/entalpía de los estados posibles de un compuesto químico especialmente para los gases refrigerantes y es en ella donde se trazan y suelen estudiar los distintos sistemas frigoríficos de refrigeración por compresión.

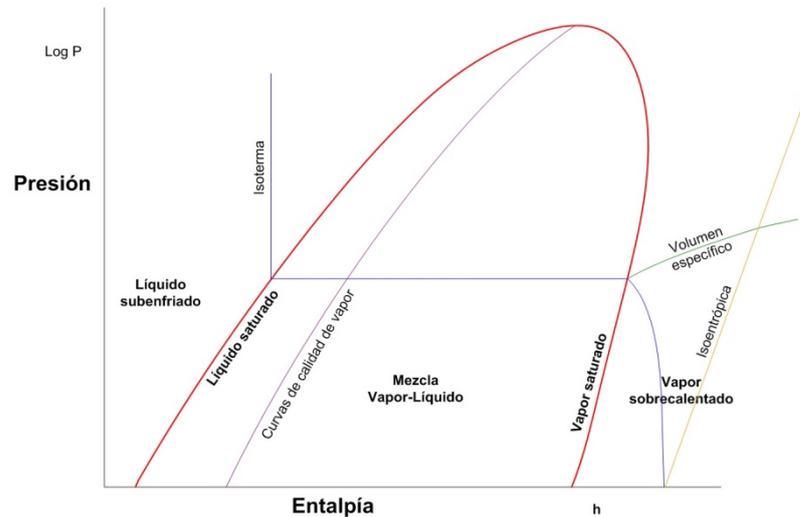


Figura 30. Diagrama Mollier para Presión Vs Entalpía

Básicamente el diagrama está compuesto por dos ejes principales y tres zonas delimitadas por una curva de saturación.

- En el eje de las ordenadas se registra el valor de Presión en (bar) para diagramas P-h (SI), eje graduado en escala logarítmica.
- En el eje de las abscisas se registra el valor de entalpía en unidad de masa en [kJ/kg] ó [kcal/kg].
- Una curva de saturación con forma de “U” invertida la cual determina si el compuesto se encuentra en estado de: líquido subenfriado, líquido saturado, mezcla líquido-vapor, vapor saturado o vapor sobrecalentado (color rojo). A su vez se definen seis tipos de trazas a través de las cuales se describen los ciclos de refrigeración y los estados de agregación de la materia.
- Isobaras: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de presión. Estas son perpendiculares al eje de las ordenadas.
- Isoentálpicas: Rectas paralelas que coinciden iguales valores de entalpía en masa. Estas son perpendiculares al eje de las abscisas.
- Isotermas: que en la zona de líquido subenfriado son paralelas a la ordenada y dentro de la campana de mezcla son paralelas a la abscisa, y en la zona

de vapor sobrecalentado descienden en forma curva. Estas trazas paralelas entre sí, coinciden los valores de igual temperatura del sistema, y en las tablas P-h está expresado en grados Celcius (color azul).

- Isocoras: Son las curvas que coinciden los puntos con igual volumen específico y también son paralelas entre sí para distintos valores. En el SI está expresado en $[m^3/kg]$. Se desarrollan en la izquierda de la zona de mezcla líquido-vapor y se extiende hacia la derecha hasta la de vapor sobrecalentado hasta el final del diagrama (color verde).

Isoentrópicas: Son las curvas que coinciden los valores de igual entropía en el sistema. En el SI se miden en $[kJ/kg K]$ ó $[kJ/kg^{\circ}C]$. Paralelas entre sí y de una elevada pendiente (color amarillo).

Nueve curvas de "título de vapor" o "calidad de vapor" que indican el porcentaje en masa de vapor contenido en la mezcla líquido-vapor. Estas curvas, existentes sólo dentro de la campana de mezcla, son coincidentes en su extremo superior más su extremo inferior se encuentra relativamente equidistante a la adyacente y así sucesivamente. Son nominadas con los valores del 0,1 al 0,9 (color violeta).

En la parte superior de la curva de saturación se define el llamado punto crítico el cual es el límite a partir del que, por mucho que se aumente la presión, no es posible condensar el gas. (Wikipedia. Diagrama P vs h., 2014)

2.2.5 DIAGRAMA DEL REFRIGERANTE R-404A

El R404A, es gas incoloro comúnmente utilizado en las instalaciones de refrigeración a compresión simple, de congelación y otras aplicaciones a temperatura de evaporación comprendidas entre $-45^{\circ}C$ y $+10^{\circ}C$ Sus aplicaciones son:

- Refrigeración en baja temperatura (sustituyendo al r502).
- Refrigeración de media temperatura (Alternativa viable al R22).

- Refrigeración de alta temperatura (hasta 7 C° de temperatura de evaporación).
- Refrigeración de muy baja temperatura (hasta -60 C°), usando doble etapa.

Sus prestaciones termodinámicas están cercanas a las del R502. Para la lubricación del compresor, los fabricantes recomiendan el uso de aceite P.O.E.(poliol-éster) La búsqueda de fugas puede hacerse con una solución jabonosa, un detector electrónico o una lámpara UV especializada. Los complementos de carga deben realizarse en fase líquida.

(Wikipedia. R404A., 2013)

Colección de tablas y gráficas de instalaciones de Frio-Calor

Gráfica 3.4: Diagrama p-h del R-404A

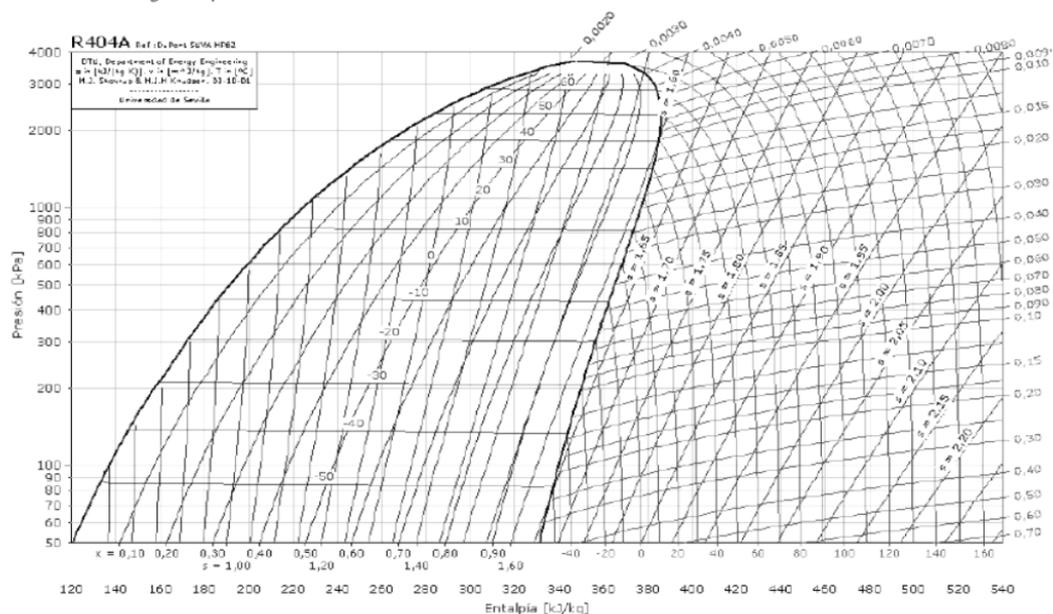


Figura 31. Diagrama Presión Vs Temperatura para R404A

(Díaz, s.f.)

2.3. PROCESO DE CARGA Y DESCARGA DE REFRIGERANTE.

Una vez hecho el vacío en la instalación es el momento de efectuar la carga de refrigerante.

Útiles y herramientas para la primera carga de refrigerante.

Para realizar la primera carga de refrigerante es necesario disponer de los siguientes útiles y herramientas:

Llave de carraca.

Se utiliza para actuar sobre las válvulas de servicio de la unidad condensadora o sobre las válvulas de algunas botellas de refrigerante. Tiene un agujero cuadrado que encaja con la cabeza de la válvula. Esta llave permite transmitir la fuerza de apriete en un sentido mientras que patina en el sentido contrario, emitiendo un característico ruido de carraca. Dispone de un dispositivo que permite cambiar el sentido de la fuerza de apriete.



Figura 32. Llave Carraca.

Puente de manómetros.

Es un instrumento esencial en los trabajos de trasiego de refrigerante así como en el análisis del funcionamiento de la instalación. Consiste en un colector dividido interiormente en tres espacios, cada uno de los cuales se comunica con el exterior por medio de una manguera. A su vez, los espacios laterales disponen de un manómetro y de una válvula que permite ponerlos en comunicación con el espacio central.

El espacio del lado izquierdo se conecta al sector de baja presión del equipo frigorífico por medio de una manguera de color azul. El espacio del lado derecho se conecta al sector de baja presión del equipo frigorífico por medio de una manguera de color rojo. El espacio central se conecta por medio de una manguera amarilla a los distintos elementos utilizados en el trasiego de refrigerante: botella de nitrógeno, bomba de vacío, botella de carga, etc.

La Figura 30 muestra cómo, al abrir la válvula de la izquierda (azul), se ponen en comunicación la manguera central y la manguera izquierda. Análogamente, al abrir la válvula de la derecha (roja), se ponen en comunicación la manguera central y la manguera de la derecha (figura 31).



Figura 33. Llave Monifold

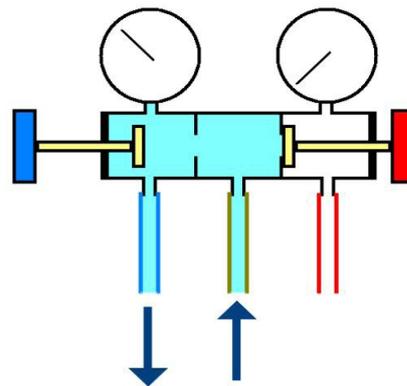


Figura 34. Apertura lado azul Manifold

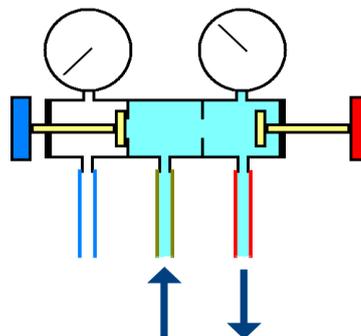


Figura 35. Apertura lado rojo Manifold

BOTELLA DE CARGA.

Consiste en un recipiente que contiene refrigerante en su interior. En la parte superior dispone de dos válvulas: una para extraer el refrigerante en estado líquido y la otra para extraerlo en estado gaseoso. Cuenta además con una válvula de seguridad para el caso de sobrepresiones en su interior.

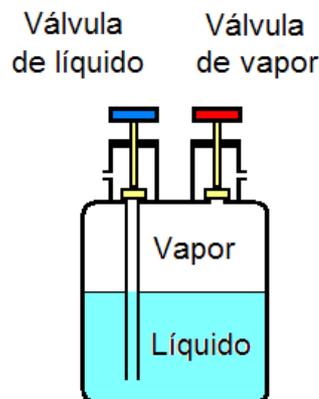


Figura 36. Botella de Carga

BÁSCULA.

Se utiliza para pesar la botella de refrigerante y su contenido. Las básculas utilizadas en operaciones de carga y descarga de refrigerante constan de una plataforma sobre la que se coloca la botella de refrigerante; una pantalla digital muestra el peso de la botella y su contenido.

El campo de aplicación de estas básculas suele oscilar entre los 0 y 50 kg y los 0 y 100 kg; es importante tener esto en cuenta para evitar sobrecargarla.

Generalmente, las básculas digitales tienen la posibilidad de “puesta a cero”. Esta función consiste en que, una vez colocada la botella sobre la plataforma, se puede poner la pantalla a cero; de esta forma, al sacar o meter gas en la botella, se lee directamente en la pantalla la cantidad extraída o introducida.



Figura 37. Báscula

PRIMERA CARGA DE REFRIGERANTE.

Una vez que efectuamos la operación de vacío en nuestra máquina es el momento de introducir el refrigerante.

Nuestro equipo trabaja con el refrigerante: R-404a.

CANTIDAD DE REFRIGERANTE A INTRODUCIR EN EL EQUIPO.

Algunos equipos compactos indican en su placa de características la cantidad de refrigerante a introducir en ellos, pero si se trata de una instalación no compacta, esta indicación no suele figurar debido a que la cantidad de refrigerante dependerá de factores tales como la longitud de las tuberías, el tamaño del evaporador, etc.

En principio, y a falta de otros datos, el volumen de refrigerante líquido a introducir se establecerá considerando que, en el caso más crítico, el recipiente de líquido deberá ser capaz de contener todo el refrigerante de la instalación. Si además se tiene en cuenta que la normativa establece que los recipientes destinados a contener refrigerante no deben llenarse más allá del 80% de su volumen, concluiremos que la cantidad de refrigerante a introducir inicialmente será igual al 80% del volumen del recipiente de líquido. Esta carga inicial nos permitirá en su momento poner en marcha el equipo frigorífico y comprobar los criterios de carga óptima que se estudiarán más adelante, efectuando un complemento de carga si fuera necesario.

Veamos a continuación cómo se determina esta carga para los refrigerantes disponibles en el taller:

Caso 1: El volumen del recipiente de líquido figura en su placa de características

Si el volumen (V , en litros) del recipiente figura en su placa de características, el cálculo del peso de refrigerante a introducir (P , en kg) se efectúa del siguiente modo:

$$P = 0,80 \times 1,0 \times V$$

Donde 1,0 es el peso específico (en kg/litro) del R-404A a 20°C.

Caso 2: El volumen del recipiente de líquido no figura en su placa de características.

En este caso deberemos medir su diámetro (D , en dm) y su longitud (L , en dm) y calcular su volumen (V , en litros) mediante la expresión:

$$V = 0,25\pi D^2 L$$

Una vez obtenido V , ya se puede sustituir en las expresiones para el cálculo del peso vistas en el caso 1.

PROCEDIMIENTOS DE CARGA.

Una vez determinada la cantidad de refrigerante que lleva la instalación, se hace necesario concretar qué procedimiento utilizaremos para introducirlo en la instalación. Los dos procedimientos habituales son los siguientes:

Carga en fase líquida por el sector de alta presión: Consiste en introducir el refrigerante directamente desde la botella de carga hasta el recipiente de líquido de la instalación frigorífica.

Este procedimiento presenta la ventaja de efectuar la carga en muy poco tiempo, pues aprovecha el vacío reinante en la instalación.

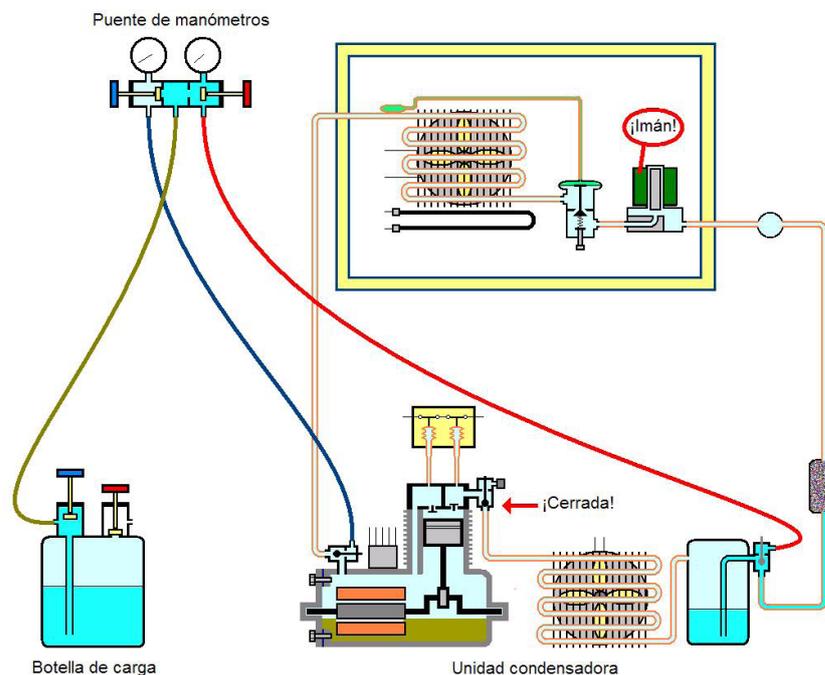
Antes de cargar, asegurarse del tipo de refrigerante que hay que introducir en la máquina; este dato puede leerse en la etiqueta de la válvula de expansión termostática.

Asegurarse de que los grifos de los manómetros están cerrados y de que las válvulas de servicio conectadas a las mangueras del puente de manómetros están en posición intermedia.

Comprobar que está colocado el imán de la válvula de solenoide.

Girar a tope en sentido horario la válvula de servicio de alta presión del compresor; de esta forma se evitará que el líquido llegue accidentalmente al compresor.

Colocar la botella de refrigerante sobre la báscula y comprobar si tiene la cantidad de refrigerante necesaria para efectuar la carga.



Fuente: Cuadernos de taller-Carga de refrigerante-Efrén Andrés Díaz

Figura 38. Diagrama Carga de Refrigerante en línea de Alta.

Abrir lentamente la válvula de líquido de la botella de carga para que la manguera amarilla se inunde de líquido.

Purgar la manguera amarilla aflojando lentamente y con mucha precaución el racor que la une al puente de manómetros. Observaremos que primero sale aire y luego líquido refrigerante pulverizado, momento en el que volveremos a apretar el racor.

Poner el lector de la báscula a cero.

Abrir lentamente el grifo de alta presión del puente de manómetros y dejar que se introduzca el refrigerante (en estado líquido) en el recipiente de líquido del equipo. Si el puente de manómetros cuenta con visor de líquido, podremos observar el paso de refrigerante a su través.

La báscula irá descontando el peso de refrigerante que sale de la botella y se introduce en la instalación.

Puede suceder que no sea posible introducir completamente la cantidad anteriormente citada, debido a que la presión en el interior de la máquina se iguala con la presión reinante en la botella de carga. En ese caso daremos por finalizada la carga y anotaremos la cantidad introducida. Se completará la carga más adelante, una vez que la máquina se ponga en marcha y siguiendo el procedimiento Complemento de carga.

Cerrar las válvulas del puente de manómetros y la válvula de líquido de la botella.

Carga en fase vapor por el sector de baja presión: Consiste en introducir el refrigerante aprovechando la aspiración del compresor, el cual deberá estar en marcha durante la operación de carga. Este procedimiento presenta el inconveniente de ser muy lento, ya que la aspiración del compresor produce una bajada importante de presión en la botella de carga, impidiendo la salida del refrigerante. Para evitarlo se hace necesario calentar la botella, bien esperando a que adquiera la temperatura ambiente o bien mediante resistencias adecuadas (nunca con llamas o resistencias directas).

Antes de realizar la carga en fase de vapor es imprescindible tener nuestra máquina en marcha *de la* instalación, para que el compresor actúe de bomba de aspiración.

Para efectuar la carga, el procedimiento a seguir es el siguiente:

Antes de cargar, asegurarse del tipo de refrigerante que hay que introducir en la máquina.

Asegurarse de que los grifos de los manómetros están cerrados y de que las válvulas de servicio conectadas a las mangueras del puente de manómetros están en posición intermedia.

Sustituir el imán de la solenoide por su bobina eléctrica.

Colocar la botella de refrigerante sobre la báscula y comprobar si tiene la cantidad de refrigerante necesaria para efectuar la carga. En el caso de que no contenga suficiente refrigerante, rellenar la botella según lo necesario.

Abrir lentamente la válvula de vapor de la botella de carga para que la manguera amarilla se inunde de líquido.

Purgar la manguera amarilla aflojando lentamente y con mucha precaución el racor que la une al puente de manómetros. En este caso no se apreciará la salida del refrigerante pulverizado, ya que está en fase de vapor. Para la purga bastará con mantener aflojado el racor unos pocos segundos.

Poner el lector de la báscula a cero.

Abrir lentamente el grifo de baja presión del puente de manómetros y dejar que se introduzca el vapor refrigerante en el equipo hasta que la presión en su interior se iguale con la presión en la botella de carga.

Poner el compresor en marcha para que comience a absorber el refrigerante de la botella de carga. Controlar en todo momento en la báscula el peso de refrigerante que se va introduciendo. Es probable que la presión en la botella de carga descienda tanto que no fluya refrigerante hacia la instalación. En ese caso deberemos detener la carga hasta que la presión en la botella ascienda de nuevo. Puede acelerarse este proceso si se calienta la botella mediante resistencias adecuadas. (Díaz, s.f.)

Una vez que la carga se ha efectuado, cerrar el grifo de aspiración del puente de manómetros.

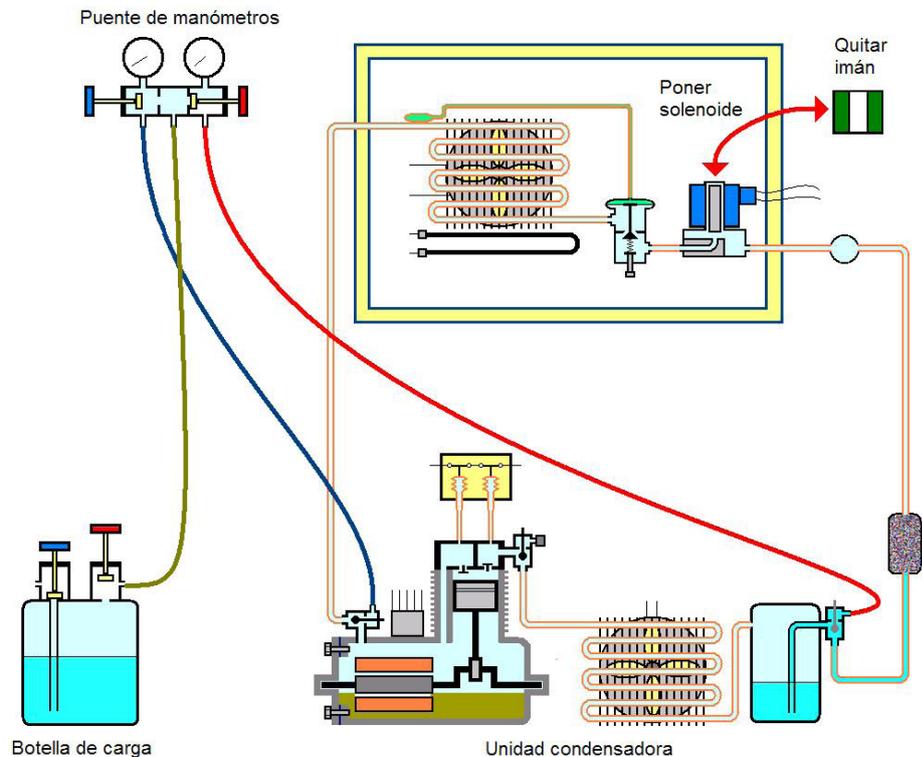


Figura 39. Esquema de Carga de Refrigerante en Línea Baja
(Díaz, s.f.)

2.3.1 RECUPERACIÓN, RECICLADO DE REFRIGERANTES.

PREPARACIÓN PARA INICIAR LA RECUPERACIÓN.

Es importante que los gases refrigerantes no sean lanzados a la atmósfera. Por ello se precisa de un equipo (recuperador de gas refrigerante) para el vaciado de los sistemas de refrigeración, para su posterior reciclado.

Para realizar correctamente este proceso será necesario disponer de varios aparatos y herramientas. En primer lugar dispondremos de un recuperador de gas refrigerante, este será el que aspire el refrigerante del sistema y lo introduzca en la botella de reciclaje. Precisaremos de un puente de manómetros de tres puertos, con sus respectivas mangueras de servicio. Por otro lado dispondremos de un envase, una botella que será específica

para recuperación de gases que podremos obtener en cualquier suministrador de gases refrigerantes del mercado. Normalmente se sirven botellas de una capacidad de hasta 55 kg de peso, para controlar que no se sobrecargue el envase se utilizará una báscula para envases de gases refrigerantes.

Los fabricantes de gases refrigerantes deberán realizar el suministro de envases para alojar el gas recuperado normalmente en botellas de 25 y 50 Kg de capacidad, adecuadas para recuperación. Las botellas se entregaran interiormente limpias y al vacío.

El fabricante tendrá la misión de enviar las botellas vacías para alojar el gas recuperado. El cliente las llenará con el gas y cumplimentará el albarán correspondiente.

Un vehículo autorizado recogerá el gas recuperado y lo transportará donde se le dará el tratamiento oportuno

El reciclaje consiste en primer lugar en la separación del aceite. Seguidamente se procede a la eliminación de la humedad y la eliminación de partículas.

Después se separan los gases incondensables. Se análisis la pureza del refrigerante y se recicla el gas HCFC y HFC. Se acondiciona los CFC, HCFC y HFC para su posterior destrucción. La destrucción se efectúa en una unidad especial, y los residuos producidos son neutralizados y reutilizados.

El gas reciclado será devuelto al cliente en perfectas condiciones de uso y con un correcto envasado.

MÉTODO DE RECUPERACIÓN MEDIANTE EL PROPIO COMPRESOR.

Este sistema recupera el refrigerante en estado líquido.

La instalación deberá tener una válvula en la línea de líquidos, de esta manera podremos aislar la zona de alta con la de baja, cuando se ponga el compresor en marcha, el contenido en la parte de baja, se comprimirá, se licuará en el condensador y posteriormente será extraído por el orificio

previsto. De este orificio pasará al depósito de trasvase, seguidamente los vapores producidos en el depósito saldrán por la toma superior y pasarán al tubo capilar, seguidamente al compresor aspirará el vapor refrigerante, manteniendo una baja presión en el mismo. Este sistema es muy operativo ya que siempre existirá circulación de fluido al crearse baja y alta presión.

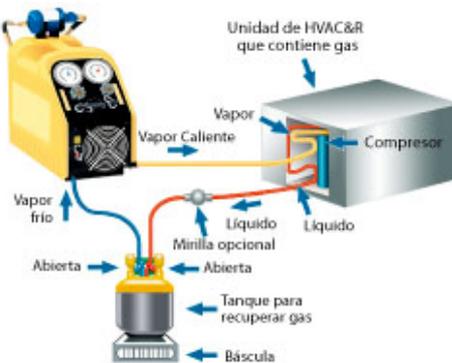


Figura 40. Recuperación de Refrigerante mediante el propio compresor

MÉTODO DE RECUPERACIÓN MEDIANTE RECUPERADOR EN ESTADO GASEOSO.

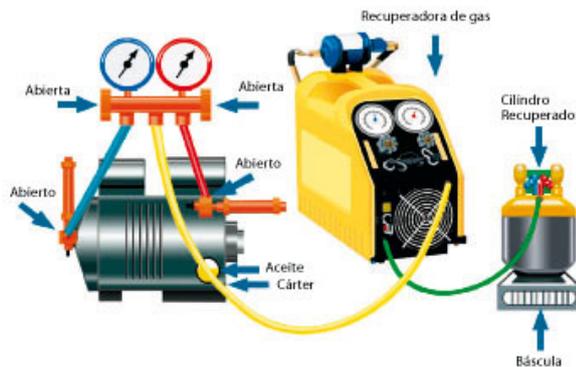


Figura 41. Recuperación de Refrigerante mediante recuperador en estado gaseoso.

Este sistema recupera el refrigerante en estado gaseoso. Es más lento que la recuperación en estado líquido.

Se trata de un equipo que aspira el refrigerante en forma de vapor, lo comprime, licua y almacena en un depósito, Antes de empezar nos aseguraremos que el sistema de refrigeración no está alimentado

eléctricamente, se conectará la manguera del puente de manómetros baja presión (azul) al sistema de refrigeración, conectaremos la manguera central del puente de manómetros a la entrada del gas de la máquina de recuperación, conectaremos una manguera que irá desde la descarga del recuperador hasta la válvula de la botella donde vamos a acumular el gas.

Purgaremos el aire que tengan las mangueras, abriendo todas las válvulas conectadas a sistema de refrigeración, puente de manómetros y botella.

Daremos potencia al recuperador y arrancaremos el equipo.

El equipo de recuperación irá almacenando refrigerante en la botella, tendremos que actuar con precaución, chequeando el peso mediante una báscula ya que el llenado en exceso es peligroso.

Continuaremos hasta que el manómetro del equipo de recuperación entre en vacío. Entonces habremos recuperado y almacenado todo el gas del sistema en la botella.

Estos recuperadores acostumbran a llevar una función que denominan de limpieza, si es así seguiremos las instrucciones del fabricante que explicará cómo realizar esta limpieza, normalmente consiste en crear un vacío a la recuperadora expulsando los restos de vapores de gases refrigerantes.

A la entrada del gas en muchos equipos de recuperación incluyen un filtro deshidratador que será conveniente ir sustituyendo cada vez que usemos el recuperador. (Foro Frío. Carga de Refrigerante., s.f.)

2.3.2. REGENERACIÓN.

Es el reproceso del gas refrigerante hasta que alcance las especificaciones de un gas nuevo. Este proceso utiliza destilación. Se

requiere de un análisis químico del gas para determinar que alcanzó las especificaciones. Regenerar implica el uso de procesos y procedimientos que solamente se pueden ejecutar en un equipo reprocesador o en la planta del fabricante.

Todas las personas que ejercen alguna actividad en la industria HVAC&R tienen la obligación de proteger el medio ambiente de las emisiones de gases que contienen cloro.

CONSIDERACIONES DE LA DEFINICIÓN DE REGENERAR O RECLAIM.

El análisis químico es un procedimiento clave al regenerar el gas. La frase especificaciones de un gas nuevo, significa practicar un análisis químico para asegurar que se alcanzaron las especificaciones de pureza de acuerdo con el Estándar 700 de ARI. A pesar de haber alcanzado los niveles de pureza, después de haber reprocesado el gas, puede decirse que el refrigerante NO se regeneró, a menos que se le haya practicado el análisis químico.

Recuperación y Destrucción: Cuando un refrigerante recuperado de equipos de refrigeración y aire acondicionado se encuentra contaminado o mezclado con otros refrigerantes, no es factible su reciclaje o regeneración y por lo tanto no se podrá volver a utilizar. La mejor opción para un refrigerante contaminado o mezclado es enviarlo a un proceso para su disposición final y destrucción.

(Foro Frío. Recuperación, Reciclado y Regeneración de Refrigerante., s.f.)

2.3.3. MANIPULACIÓN SEGURA DEL REFRIGERANTE RECUPERADO.

Las recomendaciones pertinentes son:

- Los refrigerantes líquidos pueden producir quemaduras por el frío. Evitar la posibilidad de contacto utilizando guantes adecuados y vestimenta o camisas de manga larga.
- El refrigerante que se está recuperando puede provenir de un sistema muy contaminado.
- El ácido es uno de los productos de descomposición; puede haber tanto ácido clorhídrico como fluorhídrico (el ácido fluorhídrico es el único que puede atacar el vidrio). Debe tenerse sumo cuidado de que el aceite que se derrame de los vapores del refrigerante no entre en contacto con la piel ni la superficie de la ropa al efectuar el servicio del equipo contaminado.
- Usar siempre ropa e implementos de protección como anteojos de seguridad, calzado protector, guantes, casco protector, pantalones largos y camisas de manga larga.
- Los gases del refrigerante pueden ser nocivos si se inhalan. Evitar la absorción directa y disponer siempre de ventilación a nivel bajo.
- Asegurarse de que toda la alimentación eléctrica esté desconectada y que el equipo en el que se procederá a la recuperación no tenga nada en funcionamiento. Desconectar y dejar cerrada la alimentación con un dispositivo de cierre aprobado.
- No exceder nunca el nivel seguro de peso del líquido del cilindro que se basa en el peso neto. La capacidad máxima de todo cilindro es el 80% del peso bruto máximo.
- Cuando se mueva un cilindro, utilizar un equipo apropiado dotado de ruedas. Asegurarse de que el cilindro esté firmemente ajustado con correas cuando el equipo es un pequeño carro de mano. NUNCA hacer rodar el cilindro sobre su base o acostado de un lugar a otro.

- Utilizar mangueras de calidad superior. Asegurarse de que estén unidas correcta y firmemente. Inspeccionar todas las uniones de mangueras fuertemente.
- Las mangueras y los alargues eléctricos presentan el riesgo de que se pueda tropezar con ellos. Prevenir un accidente de este tipo colocando barreras y carteles apropiados.
- Ubicar las mangueras donde el riesgo sea mínimo.
- Colocar etiquetas en el cilindro o recipiente/contenedor de conformidad con lo que especifica la reglamentación.
- Si se trata de un trabajo de regeneración, ponerse en contacto con la planta de regeneración de preferencia para hacer los arreglos necesarios para el transporte.
- Asegurarse que todos los cilindros están en condición segura, tapados como corresponde y con la debida identificación. (Foro Frío. Recuperación, Reciclado y Regeneración de Refrigerante., s.f.)

2.4 EXERGÍA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

2.4.1. COMPARACIÓN TEÓRICA ENTRE BALANCE EXERGÉTICO Y ENERGÉTICO.

PRIMERA Y SEGUNDA LEY COMBINADAS.

Considerando el caso genérico de un volumen de control en el que se producen cualquier tipo de procesos físicos o químicos (sin considerar los nucleares), en el que existen varios flujos de materia entrando y saliendo del sistema, transferencia de calor con varios reservorios a diferentes

temperaturas y una producción de un trabajo útil. Considerando que en el intervalo tiempo elemental dt entra al sistema la masa dm_e por la entrada genérica e y sale la masa dm_s por la salida genérica s , entra el calor dQ a la temperatura genérica T y se el trabajo útil dW_u .

El diagrama de energías del volumen de control se presenta en la Figura 42, en donde quedan representados todos los flujos de masa y energía conforme a la descripción del párrafo anterior.

Para nuestro caso, como sucede en la gran mayoría de los procesos reales de ingeniería, despreciemos la energía cinética y potencial de las corrientes de materias entrantes y salientes y consideramos estado estacionario.

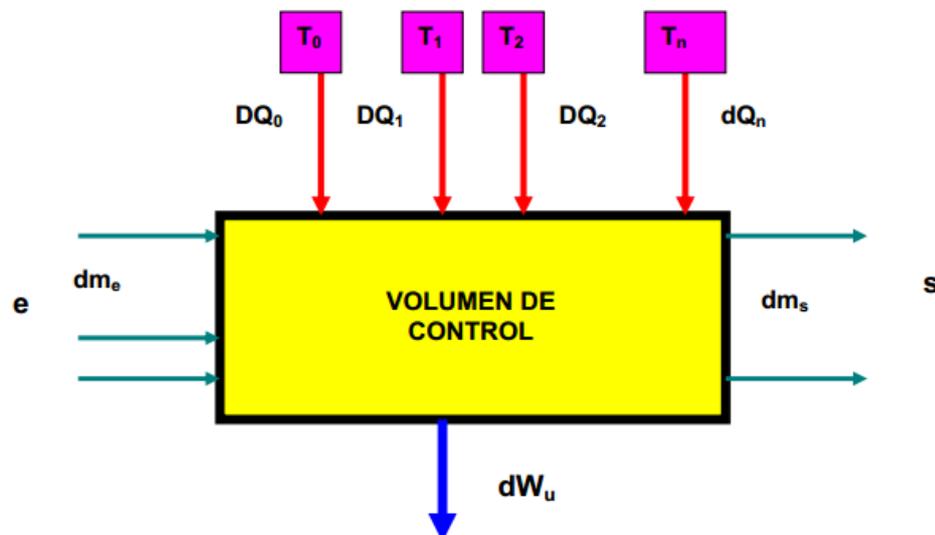


Figura 42. Balance Termodinámico de un Volumen de Control.

El primer balance que fórmulamos es el de masa, de acuerdo con el principio de conservación de masa, que al considerar estado estacionario no existe acumulación de masa en el sistema.

$$\sum dm_e = \sum dm_s \quad \text{Balance de masa (Ecu 2-6)}$$

El balance de Primera Ley o balance de energía queda como:

$$\sum h_e dm_e + \sum dQ = \sum h_s dm_s + W_u \quad \text{Balance de energía (Ecuación 2-7)}$$

El balance de Segunda Ley o balance entrópico queda como:

$$\sum S_e dm_e + \sum_{i=1}^n \frac{dQ_i}{T_i} + dS_g = \sum S_s dm_s \quad \text{Balance de Entropía (Ecuación 2-8)}$$

En donde S_e y S_s son las entropías de los flujos entrantes y salientes respectivamente y dS_g es la entropía generada por el sistema en el intervalo de tiempo dt .

Si de las ecuaciones de balance de energía y entropía despejamos $Q_1=0$ nos queda:

$$Q_0 = \sum_s (h dm)_s + W_u (\sum_e (h dm)_e + \sum_{i=1}^n dQ_i) \quad \text{(Ecuación 2-9)}$$

(En donde la sumatoria de los calores es desde $i=1$ hasta n , descontando el Q_0 .)

$$Q_0 = (\sum_s (s dm)_s + \sum_e (h dm)_e + \sum_{i=1}^n \frac{dQ_i}{T_i} + dS_g) T_0 \quad \text{(Ecuación 2-10)}$$

Igualando ambas ecuaciones y despejando el trabajo útil nos queda

$$W_u = \sum (h_e - T_0 S_e) dm_e - \sum (h_s - T_0 S_s) dm_s + \sum_{i=1}^n 1 \frac{T_0}{T_i} dQ_i - T_0 S_g$$

(Ecuación 2-11)

Si definimos como el Ambiente Estable de Referencia (AER) las condiciones de $T=T_0$ y $P=P_0$, podemos ver de la ecuación anterior que los dos primeros términos de la derecha corresponden a la diferencia de exergías de los flujos de masa, el siguiente es la sumatoria de las exergías asociadas a los flujos calor y el último término es la destrucción de exergía.

Por lo que el balance de exergía queda expresado como:

$$W_u = \sum b_e dm_e - \sum b_s dm_s + \sum B_Q - B_d \quad \text{Balance de exergía (Ecuación 2-12)}$$

De esta ecuación podemos concluir que el trabajo útil máximo sucede cuando el proceso es reversible $S_g = 0$, por lo que en un proceso real (irreversible) se pierde capacidad de hacer trabajo a una razón de $T_0 S_g$.

El trabajo real es entonces igual al trabajo reversible menos el trabajo perdido.

$$W_u = W_r - W_i \quad \text{(Ecuación 2-13)}$$

En donde $W_i = T_0 S_g$ que se conoce como el Teorema de Gouy-Stodola.

Con este juego de ecuaciones de balance, masa, energía y exergía, queda definido termodinámicamente cualquier proceso, evaluando no solamente las características energéticas, sino también la operación del sistema cuantificando las irreversibilidades internas de operación y las externas.

Una de las grandes utilidades que nos brinda el análisis exergético es poder evaluar la capacidad de producir trabajo que se pierde en cada proceso dentro de una planta de fuerza o cualquier otro proceso y con esta visión definir en qué partes es más conveniente actuar de una manera priorizada para ir corrigiendo los incrementos de irreversibilidades que se presentan durante la operación de la planta.

Como conclusión de este análisis es que el análisis de exergía es equivalente a realizar los análisis de primera y segunda ley de una manera conjunta.

ENERGÍA Y EXERGÍA

Los diferentes tipos de energía presentan también diferentes calidades, entendiendo por calidad la cantidad de trabajo útil que se puede obtener. Estas diferencias radican en la posibilidad de producir trabajo o de transformar un tipo de energía en otro. Por ejemplo, la calidad de un flujo de

calor depende de la temperatura a la que está la fuente de donde sale; a mayor temperatura, una fuente de calor puede transferir su energía con más posibilidades que a menor temperatura².

La energía ordenada (o de alta calidad) puede presentarse de las formas siguientes:

(A) Energía potencial, tal como la almacenada en un campo gravitatorio, eléctrico o magnético, o en la deformación de un muelle perfectamente elástico, etc.

(B) Energía cinética no aleatoria, como la almacenada en un volante en rotación, o en un chorro no turbulento de un fluido ideal.

En la figura 43 presenta un conjunto de aparatos que producen la transformación entre diversos tipos de energía ordenada. Si no existen efectos disipativos, tales como rozamientos mecánicos, viscosidad, resistencia eléctrica, etc., cada uno de los aparatos actúa de una forma reversible por lo que su rendimiento es del 100%. Por lo tanto, la energía potencial ganada por la pesa es igual a la cinética aportada por el chorro de agua que entra en la turbina. Con este ejemplo se ilustra el hecho de que la energía ordenada goza de las siguientes propiedades:

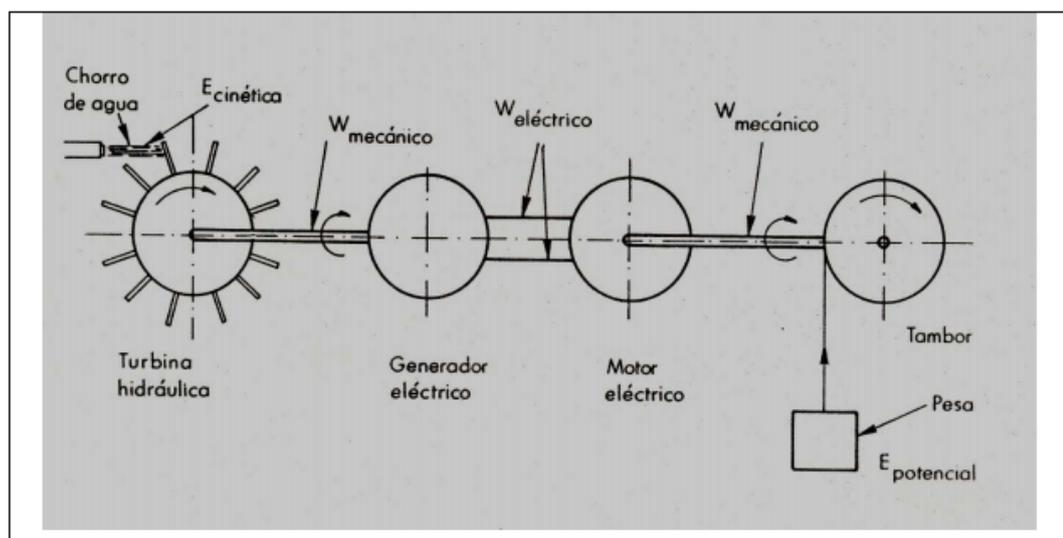


Figura 43. Transformación reversible de energía.

- Puede transformarse totalmente en otra forma ordenada, si se realiza el proceso reversiblemente.
- El intercambio de energía ordenada entre dos sistemas se produce en forma de trabajo.
- El intercambio reversible de energía ordenada se produce sin cambios en las entropías de los sistemas afectados y puede analizarse sólo con la ayuda del Primer Principio.
- Las propiedades termodinámicas del ambiente no intervienen en la determinación de los intercambios de energía ordenada.

Pasemos ahora a la energía desordenada. Pertenece a esta clase la energía interna, tanto de naturaleza física como química, asociada con movimientos aleatorios de átomos o moléculas.

Analicemos algunos procesos de conversión de energía desordenada en ordenada. Consideremos en primer lugar un reservorio calorífico a la temperatura T . Si el ambiente se encuentra a una temperatura T_0 , el segundo principio nos indica que la manera más eficaz de transformar energía calorífica (desordenada) en trabajo mecánico (ordenado) es mediante una máquina reversible que funcione entre las temperaturas T y T_0 .

El trabajo W realizado verifica $\eta_c Q$, en donde η_c es la eficiencia de Carnot $1 - T_0/T$. Por tanto, la calidad de Q , que viene medida por η_c , depende de la temperatura T a que está disponible y de la T_0 del ambiente. Por otra parte, el manantial calorífico pierde una entropía Q/T , igual a la Q_0/T_0 ganada por el ambiente. No hay creación de entropía, por ser el proceso reversible.

Otro proceso simple es la expansión isoterma de un gas ideal desde el estado (p, T_0) al (p_0, T_0) , siendo p_0 la presión del ambiente. El trabajo realizado será $W = n R T_0 \ln (p/p_0)$. La entropía del gas experimentará un

aumento $\Delta S_{\text{gas}} = n R \ln (p/p_0)$, que coincide con la entropía perdida por el ambiente $-\Delta S_{\text{amb}} = Q/T_0 = W/T$.

Consideremos finalmente un sistema que experimenta un proceso reversible en las condiciones (p_0, T_0) del ambiente. Puede ser, por ejemplo, una reacción química en una pila galvánica reversible. El trabajo útil producido es $W_u = -\Delta G = -\Delta H + T_0 \Delta S$, que depende de ΔH y ΔS . La entropía del ambiente experimenta un cambio $\Delta S_{\text{amb}} = Q/T_0 = -T_0 \Delta S / T_0 = -\Delta S$.

Las consideraciones anteriores ponen de manifiesto las siguientes peculiaridades de los procesos que pretenden obtener la conversión más eficaz de energía desordenada en energía ordenada:

- Los procesos han de ser reversibles.
- La eficacia de la conversión depende de las propiedades termodinámicas del sistema y del ambiente.
- Hay que aplicar el Segundo Principio en el análisis.
- El proceso origina, en general, cambios entrópicos en los sistemas que intervienen.

Vemos, por tanto, que la calidad (o capacidad de producir un efecto útil) de las formas desordenadas de energía depende de la entropía, del tipo de energía y de las funciones termodinámicas del sistema y del ambiente; las formas ordenadas, por el contrario, no dependen de la entropía, tienen una calidad máxima e invariable y son totalmente convertibles en otras formas de energía.

En general, se acepta como medida de la calidad de la energía, su capacidad para producir trabajo. El problema con esta definición es elegir el nivel de referencia adecuado. Hay que tener en cuenta, que para que una máquina térmica realice trabajo, debe tomar calor desde una fuente a alta temperatura, y ceder parte de ese calor a un sumidero a baja temperatura³.

Si la temperatura (fría) del sumidero es muy alta, muy pocas fuentes tendrán la temperatura necesaria como para que una máquina térmica puede transformar el calor de esta fuente en trabajo. Por tanto el nivel de referencia (es decir, el valor de la temperatura fría) es muy importante a la hora de definir la exergía. Como es habitual que las máquinas térmicas trabajen con el medio que las rodea como foco frío, se suele tomar el nivel de referencia en la temperatura ambiente.

En los procesos reales T no se puede incrementar infinitamente. Su valor está definido por las condiciones metalúrgicas de los materiales y la T_0 depende de las condiciones ambientales.

Por tanto, a la hora de calcular la exergía es necesario especificar cuál es el entorno en el que trabaja la máquina térmica. Debido a la falta de un equilibrio termodinámico en la naturaleza, no se puede especificar completamente cuál es el estado de referencia (debido a que, como ya se ha dicho, las condiciones del medio son cambiantes). Normalmente, es suficiente con definir el estado de equilibrio mediante la temperatura.

La capacidad de un medio energético para realizar trabajo expresa su potencial para transformarse en otros tipos de energía, y por tanto la exergía puede aplicarse al estudio de procesos tecnológicos como son plantas de energía, ciclos termodinámicos, máquinas, etc.

A diferencia de la energía, no existe una ley de conservación para la exergía. Cualquier fenómeno irreversible causa una pérdida de exergía, lo que significa una reducción del potencial de los efectos útiles de la energía, o por el contrario a un aumento del consumo de energía proporcionado por el reservorio o foco caliente, para lograr una generación de trabajo igual.

Si excluimos los efectos nucleares, magnéticos y eléctricos, la exergía, B , de una sustancia se puede dividir en cuatro componentes: exergía cinética B_k , exergía potencial B_p , exergía física B_f y exergía química B_0 . La exergía cinética es igual a la energía cinética cuando la velocidad tiene como

nivel de referencia la superficie de la Tierra. Lo mismo ocurre con la exergía potencial. En la Figura 44 se muestran los diferentes tipos de exergía.

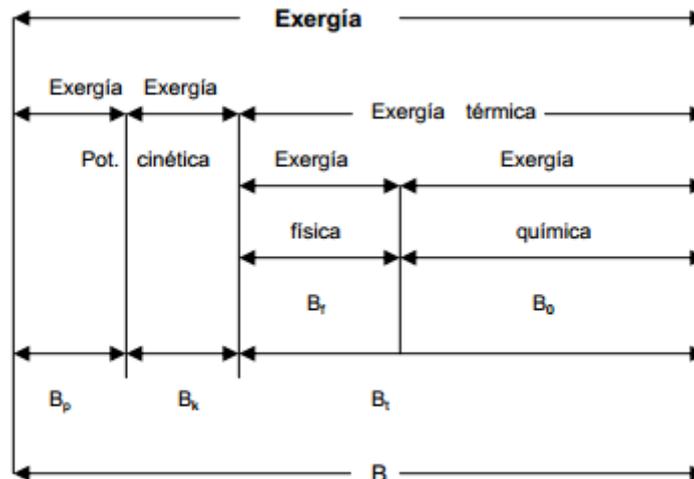


Figura 44. Formas de Exergía.

$$B = B_p + B_k + B_f + B_0 = B_p + B_k + B_t \quad (\text{Ecuación 2-14})$$

La exergía física es el trabajo que se puede obtener sometiendo a la sustancia a procesos físicos reversibles desde la temperatura y presión iniciales, hasta el estado determinado por la presión y la temperatura del entorno.

La exergía química es el trabajo que se puede obtener de una sustancia que se encuentra a la presión y temperatura del entorno, si alcanza un estado de equilibrio termodinámico mediante reacciones químicas.

En ocasiones, a la suma de la exergía física y química se le denomina exergía térmica, B_t .

$$B_t = B_f + B_0 \quad (\text{Ecuación 2-15})$$

RENDIMIENTO ENERGÉTICO Y RENDIMIENTO EXERGÉTICO.

Suele llamarse rendimiento a un coeficiente de mérito que es adimensional (cociente entre magnitudes dimensionalmente homogéneas) y normalmente está comprendido entre 0 (rendimiento nulo) y 1 (máximo

rendimiento). Otras veces se extiende esta definición a casos cuyo rendimiento máximo puede ser mayor que la unidad (ejem. bombas de calor) e incluso a casos dimensionales (ejem. masa de aire líquido producido por unidad de energía consumida).

Los rendimientos energéticos (los que miden cocientes de energía) pueden aplicarse a procesos de transformación lineales o cíclicos. Entre los primeros tenemos los rendimientos de compresor, de turbina, de tobera, de difusor, de cambiador de calor, etc., entre los que destacan los rendimientos de las llamadas máquinas térmicas, que son dispositivos en los que un fluido de trabajo sufre una evolución cíclica generando trabajo a partir de calor o bombeando calor de baja a alta temperatura, aunque no siempre se restringe tanto esta definición y a veces también se les llama máquinas térmicas a los compresores y turbinas de gas y vapor, llamándose máquinas hidráulicas a las bombas y turbinas de líquidos.

Los rendimientos energéticos de las máquinas térmicas se definen así:

$$\text{motor: } \eta_e \equiv \frac{W}{Q_1} \quad \text{frigorífico: } \eta_e \equiv \frac{Q_2}{W} \quad \text{bomba: } \eta_e \equiv \frac{Q_1}{W}$$

Siendo Q_1 y Q_2 el calor intercambiado a alta y baja temperatura, respectivamente.

Pero el rendimiento energético no siempre refleja el grado de bondad o perfección en el funcionamiento de un equipo; por ejemplo, los rendimientos energéticos típicos de las cámaras de combustión y calderas son mayores del 80% y los de los motores térmicos menores del 40% y ello no significa que su diseño sea mucho peor, porque el de las primeras puede llegar casi a 1 o incluso más, mientras que en los motores la Termodinámica enseña que no se puede llegar más que a 0,5 o 0,6.

Se definen los rendimientos exergéticos de los procesos (cíclicos o no) como:

$$\text{generación: } \eta_x \equiv \frac{W_u}{\Delta\Phi} \quad \text{consumo: } \eta_x \equiv \frac{\Delta\Phi}{W_u}$$

Siendo W , el trabajo útil intercambiado entre el sistema y un depósito mecánico reversible.

Como ejemplo, se va a calcular la exergía de un depósito a presión. Nos ceñiremos a la exergía del fluido contenido en el depósito y no a la carcasa. En ausencia de la atmósfera (ejemplo en una sonda espacial) la exergía (trabajo máximo obtenible y también poder destructivo cuando éste se libera sin control) será la variación de energía interna en una expansión isentrópica hasta la presión final. Este valor es muy pequeño para los líquidos, y para los gases perfectos vale:

$$\Delta\Phi = \frac{p_1 V_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]$$

En ingeniería, si este valor excede de 2 kJ (equivalente a 4,6 gramos de TNT), hay que tomar precauciones especiales de seguridad. Nótese que, en presencia de la atmósfera, el trabajo útil máximo obtenible sería superior, pues tras la expansión isentrópica podría tener lugar todavía otra expansión isobárica hasta la temperatura atmosférica, aunque este último proceso resulta tan lento frente al primero que a efectos prácticos no se tiene en cuenta. Tampoco se ha tenido en cuenta el trabajo obtenible en el proceso de relajación química (difusión de especies) desde la composición del sistema a la de la atmósfera (la tecnología requerida está tan poco desarrollada (bombeo osmótico) que resulta impracticable).

(Optimización del Consumo Energético de Procesos Industriales. Energía y Exergía., 2004)

Posteriormente se explicara de mejor manera el análisis de la segunda ley y el balance exergetico propio de un sistema cerrado en el caso de las máquinas frigoríficas.

2.4.2. ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

2.4.2.1 EI USO MÁQUINAS TÉRMICAS.

El trabajo puede convertirse fácilmente en otras formas de energía, pero convertir éstas en trabajo no es fácil. El trabajo se puede convertir en calor de manera directa y por completo, pero convertir el calor en trabajo requiere usar algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman máquinas térmicas.

Las similitudes entre todas las máquinas térmicas son que: 1. Reciben calor de una fuente a temperatura alta 2. Convierten parte de este calor en trabajo 3. Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura 4. Operan en un ciclo utilizando un fluido que transporte el calor. La salida de trabajo neto es la diferencia entre su salida de trabajo total y su entrada de trabajo total.

$$W_{\text{neto, salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}} \text{ (kJ) (Ecuación 2-16)}$$

El trabajo neto también se puede determinar de los datos de transferencia de calor solamente. Si en el sistema no entra ni sale masa de combinación, se puede analizar como un sistema cerrado. Recuerde que para que un sistema cerrado experimente un ciclo, el cambio de energía interna ΔU es cero y, en consecuencia, la salida de trabajo neto del sistema también es igual a la transferencia neta de calor hacia el sistema:

$$W_{\text{neto, salida}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} \text{ (kJ) (Ecuación 2-17)}$$

2.4.2.2 EFICIENCIA TÉRMICA.

Q salida nunca es cero de esta manera la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, sólo parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo. La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama eficiencia térmica η_{ter} .

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como

Eficiencia térmica = Salida de trabajo neto / Entrada de calor total

(Ecuación 2-18)

o bien,

$\eta_{ter} = W_{\text{neto, salida}} / Q_{\text{entrada}}$ **(Ecuación 2-19)**

También es posible expresarla como

$\eta_{ter} = Q_{\text{salida}} / Q_{\text{entrada}}$ **(Ecuación 2-20)**

Dado que $W_{\text{neto, salida}} = 1 - (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}})$

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y otro de baja temperatura (o depósito) a temperatura T_L . Donde:

Q_H = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura a temperatura T_H

Q_L = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura a temperatura T_L

Observe que Q_L y Q_H están definidas como magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas. La dirección de Q_H y Q_L se determina fácilmente

mediante inspección. Entonces, el trabajo neto y las relaciones de eficiencia térmica para cualquier máquina térmica también se pueden expresar como

$$W_{\text{neto, salida}} = Q_H - Q_L$$

$$\eta_{\text{ter}} = W_{\text{neto, salida}} / Q_H$$

o bien

$$\eta_{\text{ter}} = Q_L / Q_H \quad (\text{Ecuación 2-21})$$

Se debe considerar que siempre una máquina térmica va a desperdiciar una cierta cantidad de energía debido a la transferencia de calor hacia un depósito de baja temperatura y además que una máquina térmica al menos debe intercambiar calor con dos depósitos y el cumplimiento de la Segunda Ley de la Termodinámica (Kelvin-Planck).

2.4.2.3 ANÁLISIS LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

Según lo explicado anteriormente ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil. Esta limitación de la eficiencia térmica de las máquinas térmicas forma la base para el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, que se expresa como sigue:

“Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.”

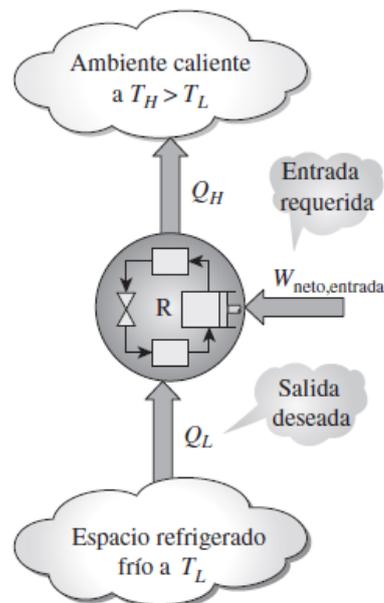
Es decir, una máquina térmica debe intercambiar calor con un sumidero de baja temperatura así como con una fuente de temperatura alta para seguir funcionando.

2.4.2.4 CASO ESPECÍFICO REFRIGERADORES.

El calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente, es decir. Este proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir

por sí mismo. La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. El ciclo de refrigeración que se utiliza con mayor frecuencia es el ciclo de refrigeración por compresión por vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.



Fuente: Cengel Yunus Michael A. Boles, Termodinámica 7ma Edición, 2012

Figura 45. Esquema sobre una máquina eléctrica, en el caso de un refrigerador

2.4.2.5 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO.

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño COP, o en este caso COP_r. El objetivo de un refrigerador es remover calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se

requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto, entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como

$$\text{COP}_r = \text{Salida deseada} / \text{Entrada requerida} = Q_L / W_{\text{neto, entrada}}$$

(Ecuación 2-22)

Esta relación también se puede expresar en forma de tasa reemplazando Q_L por \dot{Q}_L y $W_{\text{neto, entrada}}$ por $\dot{W}_{\text{neto, entrada}}$.

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que

$$W_{\text{neto, entrada}} = Q_H - Q_L \text{ (kJ) (Ecuación 2-23)}$$

Entonces, la relación del COP se convierte en

$$\text{COP}_r = Q_L / (Q_H - Q_L) = 1 / ((Q_H / Q_L) - 1) \text{ (Ecuación 2-24)}$$

El valor del COP_r puede ser mayor que la unidad. En otras palabras la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Esto contrasta con la eficiencia térmica, la cual nunca puede ser mayor que 1.

2.4.2.6 ENUNCIADO DE CLAUSIUS PARA LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.

Para máquinas térmicas en este caso el refrigerador Clausius expresa como:

“Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.”

El enunciado de Clausius establece simplemente que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea propulsado mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico.

De este modo, el efecto neto sobre los alrededores tiene que ver con el consumo de cierta energía en la forma de trabajo, además de la

transferencia de calor de un cuerpo más frío a otro más caliente; es decir, deja un rastro en los alrededores.

2.4.2.7 EL REFRIGERADOR DE CARNOT.

Un refrigerador que opera en el ciclo inverso de Carnot, se llama refrigerador de Carnot. El coeficiente de desempeño de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, se expresa mediante las ecuaciones:

$$\text{COPR} = 1/((Q_H - Q_L) - 1)$$

2.4.2.8 ENTROPÍA (LA DESIGUALDAD DE CLAISUS).

Este concepto se expresa como:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

La cual es válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles, irreversibles e incluso los de refrigeración.

Con el fin de determinar que es entropía, si analizamos la integral cíclica de cualquier propiedad y esta es cero. Asimismo depende sólo del estado y no de la trayectoria del proceso, por lo tanto es una propiedad. En consecuencia, la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ debe representar una propiedad en la forma diferencial.

Y a esta nueva propiedad termodinámica se decidió nombrarla entropía, la cual está designada por S y definida como

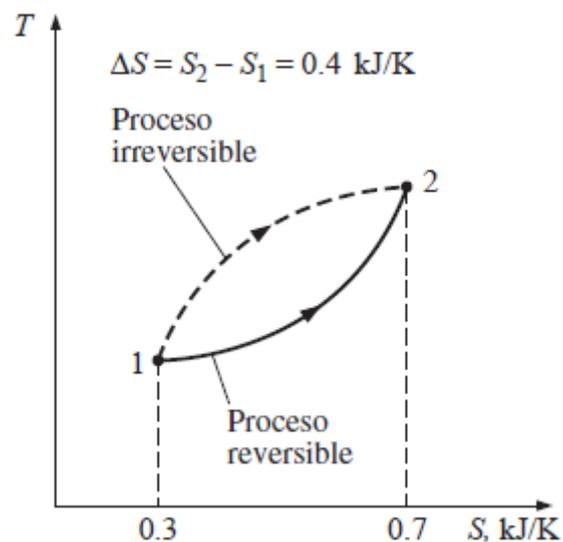
$$ds = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{INT REV}} \quad (\text{KJ/K}) \quad (\text{Ecu 2-25})$$

La entropía es una propiedad extensiva de un sistema y a veces es llamada entropía total, mientras que la entropía por unidad de masa s es una propiedad intensiva y tiene la unidad $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$. Generalmente, el término entropía es usado para referirse a ambas: a la total y a la de por unidad de masa, ya que el contexto normalmente esclarece de cuál se trata.

El cambio de entropía de un sistema durante un proceso puede determinarse integrando la ecuación 2-15 entre los estados: inicial y final

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{INT REV} \text{ (KJ/K) (Ecu 2-26)}$$

El cambio de entropía entre dos estados específicos es el mismo si el proceso es reversible o irreversible.



**Figura 46. Gráfica T vs. S de procesos reversibles e irreversibles
(Cengel & Boles, 2010)**

La integral de dQ/T a lo largo de una trayectoria irreversible no es una propiedad y, generalmente, se obtendrán valores diferentes cuando la integración se cumple a lo largo de distintas trayectorias irreversibles.

Para los procesos irreversibles, el cambio de entropía debe determinarse cumpliendo esta integración a lo largo de alguna trayectoria internamente reversible conveniente e imaginaria entre los estados especificados.

2.4.2.9 EL PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPÍA.

Considere un ciclo conformado por dos procesos: el proceso 1-2 que es arbitrario (reversible o irreversible), y el 2-1, el cual es internamente reversible, como se muestra en la figura 42 De la desigualdad de Clausius

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{INT REV} \leq 0$$

La segunda integral en la relación anterior es reconocida como el cambio de entropía $S_1 - S_2$. Por consiguiente

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_1^2 S_1 - S_2 \leq 0$$

Y desarrollando la ecuación obtenemos que

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (\text{Ecu 2-27})$$

Y obtenemos que

$$ds \geq \frac{\delta Q}{T}$$

Para procesos irreversibles se conserva la desigualdad y de estas ecuaciones se puede concluir que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la integral de $\delta Q/T$ evaluada para ese proceso donde T (es la temperatura termodinámica de la

frontera a través de la cual el calor diferencial δQ se transfiere entre el sistema y los alrededores).

El signo de la desigualdad en las relaciones precedentes es un constante recordatorio de que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. La entropía generada durante un proceso se llama generación de entropía y se denota por S_{gen} . Como la diferencia entre el cambio de entropía de un sistema cerrado y la transferencia de entropía es igual a la generación de entropía, la ecuación 2-27 puede volverse a escribir como una igualdad

$$\Delta S_{sis} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{GEN} \quad (\text{Ecuación 2-28})$$

Observe que la generación de entropía S_{gen} siempre es una cantidad positiva o cero. Su valor depende del proceso, así que no es una propiedad del sistema. También, en la ausencia de cualquier transferencia de entropía, el cambio de entropía de un sistema es igual a la generación de entropía.

La entropía es una propiedad extensiva, por lo tanto la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema aislado puede estar compuesto de cualquier número de subsistemas. Por ejemplo, un sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado porque los dos pueden hallarse encerrados por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo o masa. Por consiguiente, es posible considerar a un sistema y sus alrededores como dos subsistemas de un sistema aislado, y el cambio de entropía de éste durante un proceso resulta de la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores, la cual es igual a la generación de entropía porque un sistema aislado no involucra transferencia de entropía.

Es decir:

$$S_{GEN} = \Delta S_{TOTAL} + \Delta S_{SISTEMAS} + \Delta S_{ALREDEDORES} \geq 0 \text{ (Ecuación 2-29)}$$

Mientras que el análisis de un proceso basado en la primera ley (balance de masa y energía) pone de manifiesto los diferentes flujos energéticos implicados; el análisis basado en la segunda ley pone de manifiesto el grado de irreversibilidad del proceso. El concepto de exergía y el de balance exergético nacen para unificar estos dos puntos de vista, de manera que en el análisis de los procesos en una instalación se pueda tener en cuenta tanto la magnitud de los flujos de energía como su "calidad" en cuanto a la producción de trabajo. (Cengel & Boles, 2010)

2.4.2.10 CAMBIO DE ENTROPÍA EN DEPÓSITOS TÉRMICOS.

Un depósito térmico se ha definido como un sistema cerrado que efectúa solo cambios internamente reversibles a temperatura constante, mientras intercambia calor con otro sistema. En consecuencia la aplicación de la ecuación 2-26 a un depósito de calor lleva a:

$$\Delta S_{DEP CAL} = \int \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{INT REV} = \frac{Q_D}{T_D} \text{ (Ecuación 2-30)}$$

Donde la transferencia de calor Q_D se mide con respecto al depósito, y T_D es un valor de temperatura absoluta. Cuando se le da calor a un depósito térmico, su entropía aumenta, mientras que la extracción de calor siempre hace que disminuya la entropía del depósito. Al despejar la ecuación de variación de Entropía en el depósito se ve que:

$$Q_{DEP CALOR} = T_D \Delta S_D \text{ (Ecu 2-31)}$$

Según la definición de Clausius la transferencia de calor durante los procesos internamente reversibles se pueden representar por el área bajo la trayectoria del proceso en un diagrama T vs S. En el caso de un depósito térmico, la trayectoria es una línea horizontal ya que la temperatura del depósito es constante. La figura se ve la adición o la extracción de calor de un depósito térmico. Cuando este cambia del estado 1 al estado 2, ΔS es positiva y se recibe calor.

El proceso 2-1 ΔS es negativa y se extrae calor del depósito térmico.

Las ecuaciones 2-16 y ecuación 2-31 y la figura 47 se pueden aplicar a las máquinas de Carnot. Los procesos de la máquina térmica, el refrigerador y la bomba térmica de Carnot, la fuente y el sumidero para la transferencia de calor eran depósitos térmicos a las temperaturas T_A (Temperatura alta) y T_B (Temperatura baja). La ecuación:

$$\frac{|Q_A|}{|Q_B|} = \frac{T_A}{T_B}$$

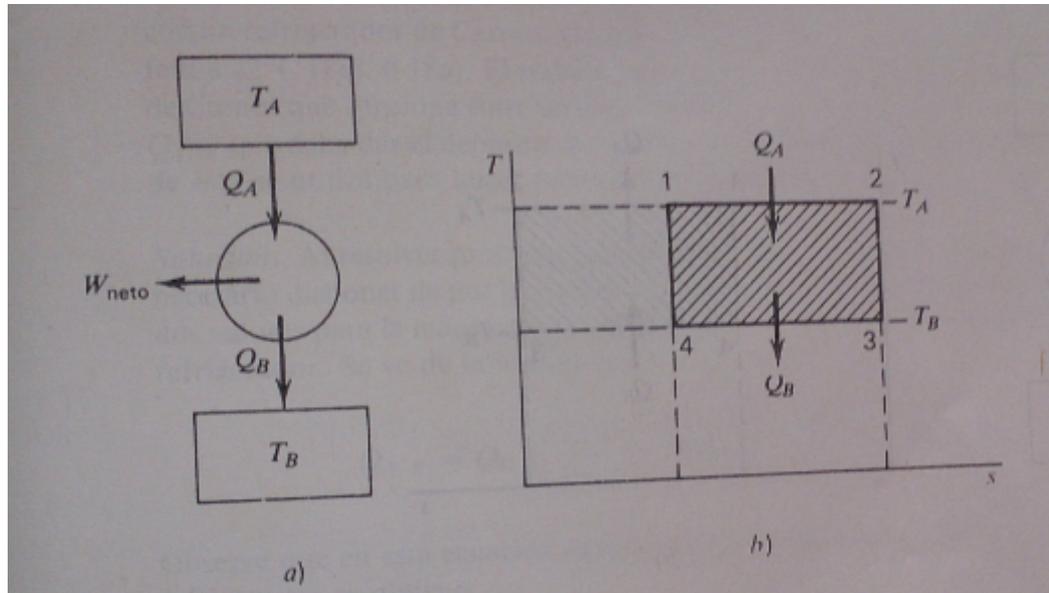


Figura 47. Máquina térmica de Carnot. a) Esquema máquina térmica; b) Diagrama T vs S de una máquina de Carnot (Wark K. J., 1991)

Es igualmente válida con las tres máquinas y se puede disponer en la forma

$$\frac{Q_A}{Q_B} = -\frac{Q_B}{Q_B}$$

Donde los valores de Q_A y Q_B deben acompañarse con los signos adecuados. No obstante, según la ecuación 2-26 y ecuación 2-30, estas cantidades Q/T representan los cambios de entropía de los depósitos.

Por tanto:

$$\Delta S_A = -\Delta S_B$$

Así, para las máquinas térmicas, refrigeradores y bombas térmicas de Carnot, los cambios de entropía de los depósitos tienen la misma magnitud,

pero signos opuestos. Este resultado se confirma al aplicar la ecuación 2-32 para estas máquinas

$$\Delta S_{TOTAL} = \sum \Delta S_{Subsist} \geq 0 \text{ (Ecu 2-32)}$$

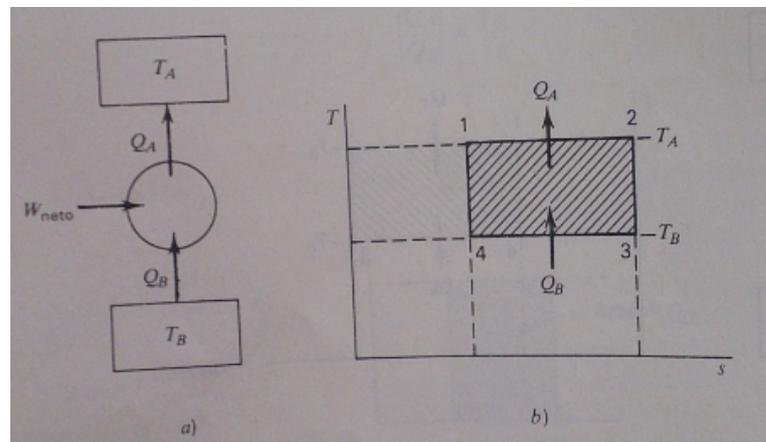
Para los tres subsistemas participantes se puede escribir la ecuación:

$$\Delta S_{TOTAL} = \Delta S_{Equipo\ Ciclico} + \Delta S_A + \Delta S_B = 0$$

Se utiliza el signo de igualdad y no el de desigualdad por que, por definición, un ciclo de Carnot es totalmente irreversible. Además, ΔS para los procesos cíclicos es cero ya que el cambio de cualquier propiedad en un ciclo es cero. Así, la ecuación anterior que $\Delta S_A = -\Delta S_B$.

Los resultados anteriores llevan a un interpretación geométrica interesante de los ciclos de Carnot en los diagramas T vs S. En la figura 48 se ve el esquema de una máquina térmica de Carnot y la representación de T vs S de las cantidades de calor de Q_A y Q_B . Como ΔS_A y ΔS_B son de igual magnitud (y de signos opuestos), se han dibujado, por conveniencia en el mismo intervalo del eje S. También se muestra líneas de T_A y T_B constantes. Según la Ecuación 2-31 el área rectangular de altura T_A y anchura ΔS_A representa la magnitud de Q_A . De manera análoga, el área rectangular de altura T_B y anchura ΔS_B representa la magnitud de Q_B . Además, por el principio de conservación de la energía para la máquina térmica cíclica:

$$|Q_A| - |Q_B| = |W_{neto,salida}|$$



Fuente: Wark Kenneth Jr, Termodinamica, 1991

Figura 48. Refrigerador o bamba de calor de Carnot a) Esquema del Equipo; b) Diagrama T vs S de un Refrigerador o de una bomba de Carnot.

Por tanto, el área sombreada de la Figura 48 representa el W neto y todas las cantidades de energía del ciclo total se representaron como áreas en el diagrama T vs S como $Q_A = T_A \Delta S_A$, $Q_B = T_B \Delta S_B$ y $|\Delta S_A| = |\Delta S_B|$ para una máquina térmica de Carnot, su eficiencia térmica es

$$\eta_{t,carnot} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} = 1 - \frac{T_B \Delta S_B}{T_A \Delta S_A} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

El resultado es, por supuesto, el mismo de la ecuación fundamental de eficiencia en un ciclo de Carnot.

Las cantidades de calor y de trabajo para los refrigeradores y bombas de calor de Carnot se pueden representar en forma parecida en la figura 49 se ven el esquema de un refrigerador o una bomba de calor de Carnot, así como una representación en el diagrama T vs S de las cantidades de calor y de trabajo. Todos estos términos en comparación con la figura 44 tienen simplemente su dirección invertida. Por tanto, el área de la altura T_B y anchura ΔS_B representa el calor que se extrae del depósito a T_B . En forma similar el área de altura T_A y anchura ΔS_A representa el calor que se expulsa hacia el sumidero de la temperatura T_A . El área sombreada de una medida del W neto. En la figura 49 se ve claramente que el calor Q_A que expulsa el

refrigerador a la bomba térmica es la suma del calor Q_B proveniente de T_B , y del trabajo.

Como una aplicación de las máquinas de Carnot, considere el empleo de una máquina térmica de Carnot para darle trabajo a un refrigerador o a una bomba de calor de Carnot. En la figura 50 se ve el esquema general de la transferencia de calor. Se aprecia también dos características adicionales. En primer lugar, si la máquina térmica M produce más trabajo del necesario para hacer funcionar el refrigerador R (o la bomba de calor), entonces el exceso de trabajo W_{ext} se puede utilizar para mover otros equipos. En segundo lugar, para tener las velocidades de flechas adecuadas en la máquina y en el refrigerador las dos flechas operan mediante una transmisión.

El Trabajo que se transfiere a través de una transmisión ideal es 100%. Sin embargo, W_R será menor que $W_M - W_{ext}$ si ocurren irreversibilidades durante la transmisión. El análisis de la combinación de equipos se basa en las ecuaciones fundamentales de la primera y segunda ley y de las definiciones de eficiencia térmica y coeficiente de operación:

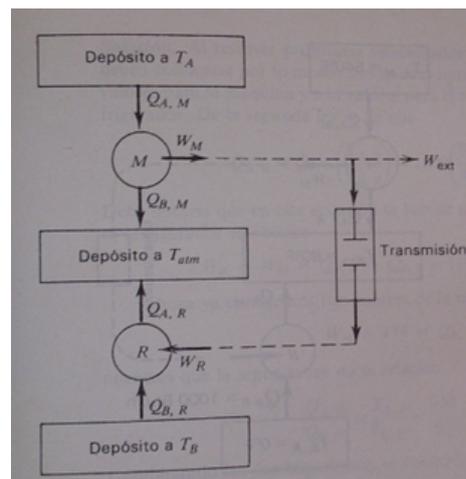


Figura 49. Máquina Térmica de Carnot que hace funcionar a un refrigerador o a una bomba de calor de Carnot.

(Wark K. J., 1991)

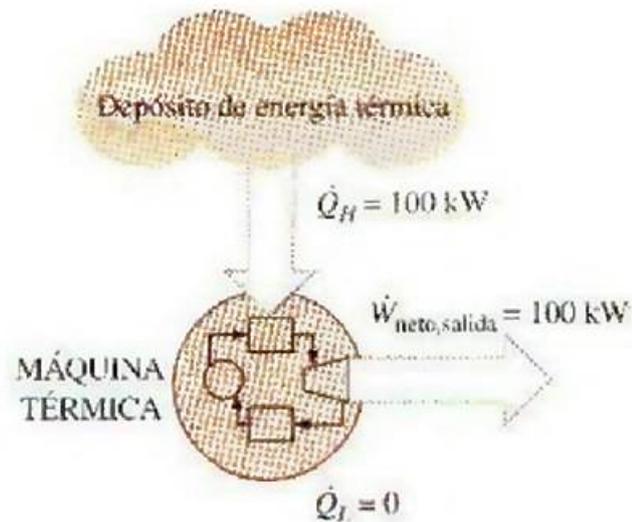


Figura 50. Transferencia de calor.

$$COP_{REF} = \frac{T_B}{T_A - T_B} \quad (\text{Ecuación 2-33})$$

$$COP_{BOMB CALOR} = \frac{T_A}{T_A - T_B} \quad (\text{Ecuación 2-34})$$

También se puede añadir cierta dosis de realidad si se especifica correcciones a la eficiencia térmica ideal, el COP y la eficiencia de transmisión.

2.4.2.11 EFECTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR REVERSIBLE E IRREVERSIBLE.

En el contexto de la ingeniería degradan el desempeño. La magnitud de la irreversibilidad se mide por el cambio total de entropía de los sistemas interactuantes. Como ejemplo importante considere la figura 51, la cual muestra la transferencia de una cantidad diferencial de calor δQ entre dos regiones a las temperaturas T_A y T_B . La línea de trazos alrededor de los sistemas que interactúan constituye la frontera de un sistema aislado. El cambio total de entropía para el proceso de transferencia de calor es en términos de la ecuación 2-32,

$$dS_{TOTAL} = dS_A + dS_B \geq 0$$

Se supone que las regiones A y B efectúan procesos internamente reversibles. Por tanto, el cambio de entropía de cada uno de ellos viene dado por la ecuación 2-25 es decir por $\delta Q/T$. Así,

$$dS_{TOTAL} = \frac{\delta Q_A}{T_A} + \frac{\delta Q_B}{T_B} \geq 0$$

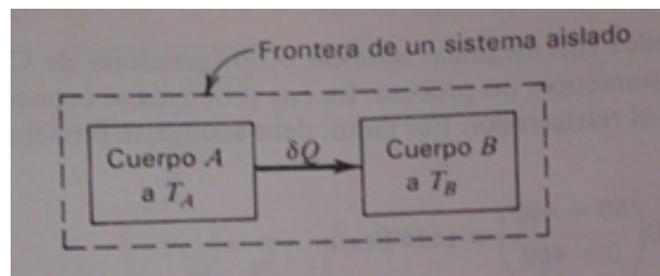


Figura 51. Esquema que muestra la transferencia de calor Q entre dos cuerpos para los cuales $T_A > T_B$

(Wark K. J., 1991)

El término δQ en la figura 5, $\delta Q_A = -\delta Q$ y $\delta Q_B = \delta Q$. Por tanto,

$$\delta Q_{TOTAL} = \delta Q \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) \geq 0$$

Hay varias conclusiones importantes que se puede hacer a partir de esta última ecuación

a) El signo de desigualdad se aplica a los procesos irreversibles. Por tanto T_A debe ser mayor a si el calor se transmite de A a B. es decir, la segunda ley exige que la transferencia de calor de una región de temperatura alta a una de temperatura baja.

b) No puede haber transferencia de calor de una región de temperatura baja a una de temperatura más elevada sin la intervención de un agente externo. Esto aplica que dS_{TOTAL} fuera negativa, en violación de la segunda

ley. (Esto es una demostración alterna del enunciado de Clausius de la segunda ley).

c) Si T_B se mantiene constante y T_A aumenta, entonces dS_{TOTAL} también aumenta. Al aumentar dS_{TOTAL} , el proceso de transferencia de calor se hace más irreversible.

d) A medida que T_A se aproxima al valor constante de T_B , dS_{TOTAL} disminuye. En el límite de $T_A=T_B$, dS_{TOTAL} se hace 0 y el proceso es reversible. En la práctica sin embargo, debe existir una diferencia de temperatura para que haya transferencia de calor. Por tanto, la transferencia de calor es reversible si la diferencia de temperaturas es infinitesimalmente pequeña. Es decir, $T_A=T_B+dT$ en una transferencia reversible de calor de A a B.

La transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas es uno de los muchos ejemplos de procesos irreversibles que dan lugar a la degradación de la energía si se instala una máquina térmica entre dos sistemas que tenga una diferencia finita de temperatura entre ellos, se producirá trabajo como resultado del intercambio de calor. Para la misma ΔT entre los sistemas, la transferencia de calor directa e irreversible lleva a la ausencia total de producción de trabajo. En consecuencia, cada vez que haya una transferencia de calor entre dos sistemas, la capacidad de producir trabajo a partir de la interacción se habrá perdido. Esta pérdida de producción de trabajo es equivalente a una degradación o pérdida de calidad de la energía, donde la cantidad viene siendo una medida del potencial de trabajo de la energía. En el caso de la transferencia irreversible de calor, la pérdida de “potencia de trabajo” se puede determinar empleando la relación básica para la eficiencia de la máquina térmica de Carnot donde la fuente y el sumidero para la transferencia de calor se encuentran a las temperaturas constantes T_A y T_B . Observe que una cantidad de calor Q dada tiene un mayor potencial para convertirse en trabajo mientras mayor sea la temperatura a la cual se transmite. Esto implica que la energía calorífica tiene calidad, lo mismo que cantidad cuanto mayor sea la temperatura a la

cual pueda disponerse de la energía térmica, mayor será su calidad en esas condiciones. (Wark K. J., 1991)

2.4.2.12 EL CAMBIO DE ENTROPIA CON EL MEDIO Y ΔS TOTAL= $\Delta S + \Delta S$ MEDIO.

Como se ha demostrado previamente, la entropía de un sistema aislado aumenta en un proceso espontáneo. Solo para un sistema aislado se conoce que es un proceso espontáneo si ΔS es positivo hacia el sistema. Pero se desarrollará un criterio que tiene en cuenta el cambio de entropía tanto del sistema como del medio.

En general, un sistema interactúa solamente con la parte del universo que está muy próxima. Por tanto, podríamos pensar en el sistema y la parte del medio con la que interactúa, como un sistema compuesto interactúa que está aislado del resto del universo. La parte del medio que es relevante para los cálculos de la entropía es un reservorio técnico de una temperatura fija, T . La masa del reservorio es lo suficientemente grande para que su temperatura solo cambie en la cantidad infinitesimal dT , cuando el calor se transfiere entre el sistema y el medio. Por tanto, el medio siempre permanece en equilibrio técnico durante la transferencia de calor.

Se considera el cambio de entropía del medio, mientras el medio este bien a V constante o bien a P constante la cantidad de calor absorbiendo por el medio, q_{medio} , depende del proceso que tenga lugar en el sistema. Si el medio está a V constante, $q_{medio} = \Delta U_{medio}$ y si el medio esta a P constante $q_{medio} = \Delta H_{medio}$. Como H y U son funciones de estado la cantidad de calor que entra al medio es independiente del camino. En particular, el sistema y el medio no precisan estar a la misma temperatura y q es la misma cuando la transferencia ocurre reversiblemente o irreversiblemente. Por tanto,

$$dS_{medio} = \frac{\delta q_{medio}}{T_{medio}} \quad \text{(Ecuación 2-35)}$$

Nótese que el calor que aparece en la ecuación 2-35 es el calor transferido real. En constante, en el cálculo de S para un sistema, usando el flujo de calor, $\delta q_{reversible}$ en un proceso reversible, que conecta los estados inicial y final del sistema no debe usarse δq del proceso. Es esencial comprender este razonamiento para llevar a cabo los cálculos ΔS y ΔS_{medio} .

Esta importante diferencia se discute calculando el cambio de entropía del sistema, en contra posición con el medio.

Como conclusión si el sistema y la parte del medio con la que interactúa se ven como un sistema compuesto aislado, el criterio para el cambio espontáneo es $\Delta S_{Total} = \Delta s + \Delta S_{medio} > 0$. Esta ecuación define una dirección única del tiempo. Una disminución de la entropía en el universo nunca se observara, ya que $\Delta S_{Total} \geq 0$. La igualdad solamente es válida para el universo en equilibrio. Sin embargo, cualquier proceso que ocurre en cualquier lugar del universo es por definición espontáneo y da lugar a un momento de S_{total} . Debido a que tales procesos ocurren siempre, $\Delta S_{Total} > 0$ cuando el tiempo aumenta. Nótese que un proceso espontáneo en un sistema que interactúa con su medio no está caracterizado por $\Delta S > 0$, si no por $\Delta S_{Total} > 0$. La entropía del sistema puede disminuir en un proceso espontáneo, si la entropía del medio aumento en una cantidad mayor. (Engel, 2007).

2.4.3. BALANCE DE EXERGÍA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

2.4.3.1 PRODUCCIÓN DE TRABAJO MECÁNICO (ESTADO INERTE).

Si tenemos un sistema termodinámico genérico ζ , que se encuentra en un estado termodinámico caracterizado por una temperatura T y una presión p , situado en un entorno con una temperatura T_0 y una presión p_0 que se consideran constantes a lo largo del tiempo, podemos asegurar que el sistema evolucionará espontáneamente hacia un estado de equilibrio con el entorno, en el que su temperatura y presión serán T_0 y p_0 (equilibrio termodinámico). Si el sistema no interactúa con otro distinto al propio entorno, el trabajo en este proceso es el asociado únicamente a la variación de volumen bajo la presión exterior.

Este trabajo no es considerado útil, ya que no es realizado sobre un sistema distinto al medio ambiente; sin embargo la evolución del sistema hasta alcanzar el equilibrio termodinámico puede ocurrir mediante procesos en los que el sistema si realice un trabajo sobre otro sistema, lo que sería un trabajo útil.

El estado muerto de un sistema de masa y composición constantes es aquel estado del sistema en el que su presión y temperatura coinciden con las del medio ambiente. Se denomina así porque al no existir desequilibrio de temperatura o presión entre el sistema y el entorno, no hay capacidad de producir trabajo útil.

2.4.3.2 EXERGÍA.

La exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener cuando una sustancia o forma de energía es llevada a su estado inerte, o estado muerto. La exergía es expresada en términos de función de estado siempre y cuando esté definida por medio de procesos reversibles.

Para la mejor comprensión de un proceso completo industrial se debe conocer que se puede realizar el estudio de la exergía dentro de sus dos tipos: exergía termodinámica o termomecánica que responde al comportamiento de un gas o un líquido en función de sus parámetros termodinámicos (ejemplo Presión y temperatura, etc.) y aquella exergía química, se conoce que la exergía química de un sistema, es el trabajo adicional que el sistema puede realizar por difusión del medio ambiente o por la realización de reacciones químicas partiendo del estado muerto restringido hasta llegar al estado muerto. Siendo la exergía una función de estado. La exergía química no depende, sin embargo, más que la composición del sistema y no de sus variables de estado termomecánicas (presión o volumen o temperatura) la dependencia respecto de estas queda recogida en el término de exergía termomecánica o termodinámica.

En el caso de que la composición del estado muerto sea idéntica a la del estado inicial del sistema. Es decir, cuando el sistema es cerrado y no reactivo, la exergía química es nula y se recupera la expresión obtenida para la exergía termodinámica. (Gómez Ribelles, Pradas, & Greus, 2012)

2.4.3.3 EXERGÍA TERMODINÁMICA.

La exergía termomecánica de un sistema es el máximo trabajo que puede realizar sobre el entorno cuando evoluciona desde un estado definido hasta el estado muerto intercambiando calor sólo con el medio. De esta definición se deducen inmediatamente dos conclusiones: en primer lugar que la exergía termomecánica de un sistema en el estado muerto es nula, y en segundo lugar, que en cualquier otro estado es positiva. Para que la exergía termodinámica del sistema fuese negativa, sería necesario que un sistema distinto de \mathcal{C} y del entorno \mathcal{E} realizara sobre \mathcal{C} un trabajo, en contradicción con la tendencia espontánea de los sistemas a alcanzar el equilibrio.

La exergía total de un sistema es la suma de la contribución termomecánica y química, ya que desde un principio se considera que la contribución potencial y la cinética son despreciables en comparación con las magnitudes de éstos.

Para el cálculo de la exergía termomecánica se determinará el trabajo realizado en un proceso genérico que conduzca al sistema ζ desde su estado inicial (T, p) al estado muerto (T_0, p_0) , intercambiando calor sólo con el medio, es decir, el sistema compuesto formado por ζ y \mathcal{E} es adiabático- y realizando trabajo tanto sobre el medio ambiente como sobre otros cuerpos diferentes a él y al medio ambiente (es decir, el sistema compuesto por ζ y \mathcal{E} puede intercambiar trabajo con otros sistemas). Aplicar un balance de primera ley al sistema compuesto C conduce a:

$$\Delta U_c = -W \quad \text{(Ecuación 2-36)}$$

Donde

$$\Delta U_c = \Delta U_\zeta + \Delta U_{MA} = U - U_0 + (Q_{MA} - W_{MA}) \quad \text{(Ecuación 2-37)}$$

Donde U_0 es la energía interna del sistema en el estado muerto, U es la energía interna del sistema en el estado inicial, Q_{MA} el calor absorbido por el entorno y W_{MA} el trabajo realizado por el mismo.

Si se considera al medio ambiente homogéneo, el proceso de absorción de calor resulta reversible. Al ser isotérmico,

$$Q_{MA} = T_0 \Delta S_{MA} \quad \text{(Ecuación 2-38)}$$

Aplicando la Segunda Ley

$$\Delta S_c = \Delta S + \Delta S_{MA} = S_{GEN} \geq 0 \quad \text{(Ecuación 2-39)}$$

Reemplazando en 2-38

$$Q_{MA} = T_0 S_{GEN} + T_0(S - S_0) \text{ (Ecuación 2-40)}$$

Y ya que el proceso es de carácter isobárico

$$W_{MA} = P_0 \Delta V_{MA} = -P_0(V_0 - V) \text{ (Ecuación 2-41)}$$

Donde reemplazando en la ecuación 2-36

$$W = U - U_0 - T_0 S_{GEN} - T_0(S - S_0) + p_0(V_0 - V) \text{ (Ecuación 2-42)}$$

Eliminando S_{gen} se evidencia que el trabajo realizado en un proceso reversible del sistema compuesto es sólo función del estado inicial y de las condiciones del estado muerto, y por lo tanto, independiente del proceso realizado.

Así pues, la exergía termodinámica queda expresada por:

$$E_x = U - U_0 - T_0(S - S_0) + p_0(V_0 - V) \text{ (Ecuación 2-43)}$$

2.4.3.4 ECUACIÓN DE BALANCE EXERGÉTICO.

La exergía es una función de estado, por lo que la variación de la misma sólo depende del estado inicial y final del sistema en el proceso, siempre y cuando esté fijado como constante el estado muerto. Si identificamos con los subíndices 1 y 2 al estado inicial y final del sistema ζ en el proceso π , se tiene:

$$Ex_2 - Ex_1 = U_2 - U_1 - T_0(S_2 - S_1) + p_0(V_2 - V_1) \text{ (Ecuación 2-44)}$$

Y si reemplazamos por los balances de la primera y segunda ley la ecuación se altera a:

$$Ex_2 - Ex_1 = \left(Q - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right) + (-W + p_0(V_2 - V_1)) - T_0 S_{GEN} \quad (\text{Ecu 2-45})$$

Donde el primer miembro de la Ecuación 2-23 coincide con el máximo trabajo que puede obtenerse del calor Q transmitido a las mismas temperaturas a las que se encuentra el sistema durante el proceso, por lo que se le da el nombre de contenido exergético del calor, ExQ . El contenido exergético del calor tiene el mismo signo que el calor siempre que la temperatura a la que se transmita sea superior a la del estado muerto. Si se transmite calor a una temperatura inferior a la del estado muerto los signos del calor y de su contenido exergético son opuestos

El segundo miembro coincide en módulo con el trabajo total realizado por el sistema en el proceso menos el trabajo realizado contra el ambiente, es decir, es el trabajo realizado sobre cuerpos ajenos al medio y al propio sistema. A este miembro se le da el nombre de contenido exergético del trabajo mecánico, ExW Su valor coincide con el del trabajo útil, pero cambiado de signo.

Y el término $T_0 S_{gen}$, siempre positivo, representa la exergía destruida por la producción de un proceso irreversible en el sistema. Se le llamará, de ahora en adelante Exp exergía perdida. En un proceso irreversible este término representa una cierta cantidad de exergía que se ha destruido en el proceso. Esta magnitud es una medida del grado de irreversibilidad del proceso.

Donde se rescribe a la ecuación 2-43 de la siguiente manera:

$$\Delta Ex = ExW + ExQ - Exp \quad (\text{Ecu 2-46})$$

Será denominada como la ecuación del balance exergético, y, frente a la ecuación del balance de la energía, presenta la diferencia fundamental de que la exergía no se conserva en procesos irreversibles:

$$\Delta Ex \leq ExW + ExQ \text{ (Ecuación 2-47)}$$

2.4.3.5 EXERGÍA DE UNA MASA FIJA: EXERGÍA SIN FLUJO (O DE SISTEMA CERRADO).

La segunda ley de la termodinámica establece que el calor no puede convertirse completamente en trabajo, por lo tanto el potencial de trabajo de la energía interna debe ser menor que la propia energía interna. En un sistema cerrado sin cambios en las energías cinética y potencial en un estado especificado que experimenta un proceso reversible hacia el estado del ambiente (es decir, la temperatura final y la presión del sistema deben ser T_0 y P_0 , respectivamente). El trabajo útil entregado durante este proceso es la exergía del sistema en su estado inicial

Para sistemas cerrados estacionarios, los términos de energías cinética y potencial desaparecen.

Cuando las propiedades de un sistema no son uniformes, la exergía del sistema puede ser determinada mediante la integración de

$$Ex_{SIST} = \int \phi \delta m = \int \phi \rho dV \text{ (Ecuación 2-48)}$$

Donde ϕ es la exergía del sistema cerrado V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Observe que la exergía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado. En consecuencia, el cambio de exergía de un sistema es cero si el estado del sistema o del ambiente no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de exergía de dispositivos de flujo estacionario como toberas, compresores, turbinas,

bombas e intercambiadores de calor en un ambiente especificado es cero durante la operación estacionaria.

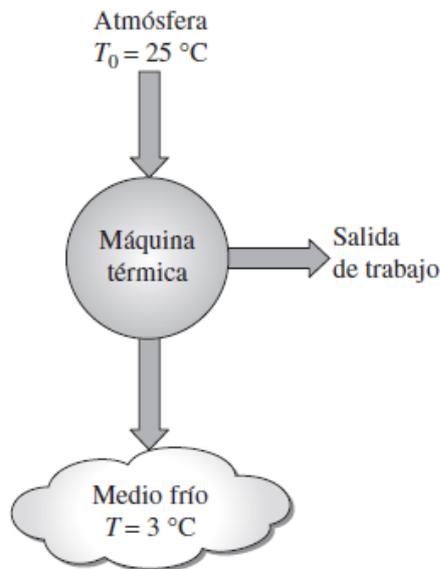


Figura 52. Esquema de un sistema térmico del tipo refrigerador (Cengel & Boles, 2010)

La exergía de un sistema cerrado es positiva o cero, nunca negativa. Incluso un medio a baja temperatura ($T < T_0$) y/o baja presión ($P < P_0$) contiene exergía dado que un medio frío puede servir como sumidero de calor para una máquina térmica que absorbe el calor del ambiente a T_0 , y un espacio evacuado hace posible que la presión atmosférica mueva un émbolo y realice el trabajo útil como la figura 48. (Orellana Abreu, s.f.)

2.4.3.6 RENDIMIENTO EXERGÉTICO O EFECTIVIDAD.

Los rendimientos térmicos η reúnen varias expresiones que son el cociente de magnitudes energéticas elegidas. Se procede a describir de una

forma más apropiada esta efectividad mediante la exergía. Dado que la exergía tiene un origen en la segunda ley, el parámetro de comportamiento de un proceso basado en el concepto de la exergía se conoce como rendimiento de la Segunda Ley η_{II} , o como rendimiento exergético (o efectividad de la segunda ley) ε o simplemente efectividad (ambos símbolos son de uso corriente). EL rendimiento térmico mide lo bien que se utiliza la energía cuando se compara con un proceso ideal, mientras que el rendimiento exergético (la eficiencia) indica lo bien que se utiliza la exergía.

2.4.3.6.1. RENDIMIENTO EXERGÉTICO O RENDIMIENTO DE LA SEGUNDA LEY.

El rendimiento térmico y el rendimiento exergético, o rendimiento de la segunda ley, son diferentes en un aspecto importante. La primera ley es un principio de conservación. Por otro lado, desde el punto de vista de la segunda ley, la entropía y la exergía son propiedades no conservativas. La presencia de irreversibilidades, la entropía se genera y la exergía se destruye. El primer efecto se mide con la producción de entropía σ , y el segundo por medio de la irreversibilidad I . Por tanto, el rendimiento exergético mide la pérdida de exergía durante un proceso.

Una definición general del rendimiento exergético ε (o η_{II}) es:

$$\varepsilon \equiv \frac{\text{exergía obtenida}}{\text{exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{destrucción y pérdida de exergía}}{\text{exergía suministrada}} \quad \text{(Ecuación 2-49)}$$

Donde pérdidas implica transferencias no útiles a través de la frontera. Una segunda forma, especialmente útil en dispositivo en régimen estacionario, es:

$$\eta_{II} = \varepsilon = \frac{\text{flujo de exergía obtenido}}{\text{flujo de exergía suministrado}} \quad \text{(Ecuación 2-50)}$$

La segunda ley recalca el hecho que dos formas de la misma cantidad de energía se pueden tener exergías muy diferentes. Por tanto, la energía esta ponderada según su exergía. A diferencia del rendimiento térmico, el rendimiento exergético tiene en cuenta las pérdidas de capacidad de trabajo durante el proceso. Adviértase, sin embargo, que la definición ε dada anteriormente es muy general en aplicaciones concretas se debe decidir cuál es la salida deseada, que se considera como suministro y que se contabiliza como perdidas. Afortunadamente, los balances de exergía para sistemas cerrados y abiertos son una buena guía para establecer los rendimientos exergéticos apropiados.

Como ejemplo de la utilización del concepto de exergía en el análisis entrópico, considérese un motor térmico que funcione entre dos fuentes térmicas en T_A y T_B .

Para un ciclo real (irreversible) $W_{real} = \eta_{t,real} Q_A$. Sin embargo, si el ciclo fuese reversible:

$$W_{rev} = \eta_{carnot} Q_A = \left(1 - \frac{T_B}{T_A}\right) Q_A$$

Debido a que la exergía asociada a un trabajo en eje es el propio valor del trabajo en eje, se define el rendimiento exergético de un ciclo de potencia como el cociente de exergías W_{real}/W_{rev} . Esto es:

$$\varepsilon_{pot} = \frac{W_{real}}{W_{rev}} = \frac{\eta_{t,real}}{\eta_{carnot}} = \frac{\eta_{t,real}}{1 - \left(\frac{T_B}{T_A}\right)} \quad \text{(Ecuación 2-51)}$$

Puede definirse un tipo de rendimiento exergético semejante para máquinas frigoríficas o bombas de calor. (Wark K. , s.f.)

2.4.3.6.2 CÁLCULO RENDIMIENTO EXERGÉTICO.

El balance exergético de una instalación recoge una serie de flujos exergéticos entrantes al sistema y una serie de flujos de exergía que se obtienen de él. Los flujos de exergía que salen del sistema pueden dividirse genéricamente en dos tipos: flujos de exergía útiles y flujos de exergía recuperable. Los primeros son aquellos generados como objetivo de diseño de la instalación y que se aprovechan de forma inmediata: es el caso del trabajo mecánico obtenido en una instalación de turbina de vapor o en un motor de combustión interna; o el contenido exergético del calor extraído del foco frío de una máquina frigorífica.

Cualquier otro flujo de exergía que salga del sistema puede ser aprovechado (flujos de exergía recuperable), al menos teóricamente, para la obtención de trabajo mecánico, como se deduce de la propia definición de exergía. Este es el caso del contenido exergético de los humos a la salida de una chimenea o del calor cedido al foco frío en una máquina motora. La mayor parte de este tipo de flujos de exergía se desaprovecha totalmente, convirtiéndose en exergía perdida. La recuperación de estos flujos exergéticos, bien sea en instalaciones secundarias, o en la propia instalación (como puede ser el caso de un ciclo de turbina de gas con regeneración), es normalmente el camino más sencillo para mejorar el aprovechamiento energético.

Podemos expresar el balance exergético de forma genérica como:

$$Ex_e = Ex_u + Ex_r - Ex_p \text{ (Ecuación 2-52)}$$

Donde Ex_e es la suma de flujos exergéticos entrantes al sistema, Ex_u el flujo de exergía útil, Ex_r la suma de los flujos de exergía recuperables, y

$Ex_p = T_0 S_{gen}$ la exergía perdida debido a irreversibilidades internas y externas.

Es claro que el numerador será el valor de Ex_u , pero para el denominador hay varios enfoques diferentes. Un planteamiento consiste en considerar como consumo exergético la totalidad de la exergía entrante al sistema, con lo que cualquier flujo de exergía saliente distinto del útil se considera como desaprovechado. Al rendimiento definido según este criterio se le llamará rendimiento exergético:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_u}{Ex_e} = 1 - \frac{Ex_r + Ex_p}{Ex_e} \quad (\text{Ecuación 2-53})$$

El rendimiento exergético es un parámetro útil para medir las mejoras introducidas en una instalación tanto en cuanto a la disminución de la exergía perdida como en cuanto al aprovechamiento de flujos de exergía recuperable dentro de la propia instalación.

Un factor importante de este concepto es que es aplicable a cualquier tipo de proceso, no sólo a máquinas térmicas motoras o de refrigeración, sino también a cualquier proceso industrial en el que los intercambios energéticos tengan una cierta importancia: procesos de la industria química, centrales térmicas o incluso balances de consumo de energía de un país.

(Orellana Abreu, s.f.)

2.5 COGENERACIÓN.

La Cogeneración se define como la producción secuencial de energía eléctrica y/o mecánica y de energía térmica aprovechable en los procesos industriales a partir de una misma fuente de energía primaria, y es hoy, la mejor alternativa de conversión eficiente de la energía primaria y como

método de conservación de energía orientada a lograr un desarrollo sustentable. (Iniciativa para el Fomento de la Cogeneración. Cogeneración., 2004)

2.5.1. DEFINICIÓN DE COGENERACIÓN.

“La producción de potencia y calor directamente aprovechable, a partir de una fuente común de energía. “

Para entender y distinguir tal definición, es necesario precisar sus términos. Primeramente, potencia se refiere a trabajo por unidad de tiempo y no se limita a su modalidad eléctrica, sino que puede aplicar también a la generación de potencia mecánica como en el caso de turbinas impulsando directamente compresores o bombas.

En segundo lugar, calor directamente aprovechable significa, en este contexto, energía térmica que debe ser suministrada a otro proceso cuyo fin no sea la producción de potencia. Por ejemplo, un equipo que necesite vapor o gases para calentar un producto.

En tercer lugar, una fuente común de energía se refiere a que de una misma unidad “portadora” de energía (ejem. un litro de diésel) se obtienen, a través de uno o varios procesos de conversión, la potencia y el calor aprovechable. Nótese que dos equipos independientes produciendo potencia y calor (cada uno por su lado) no estarían operando en modo de cogeneración, aunque utilicen el mismo tipo de combustible.

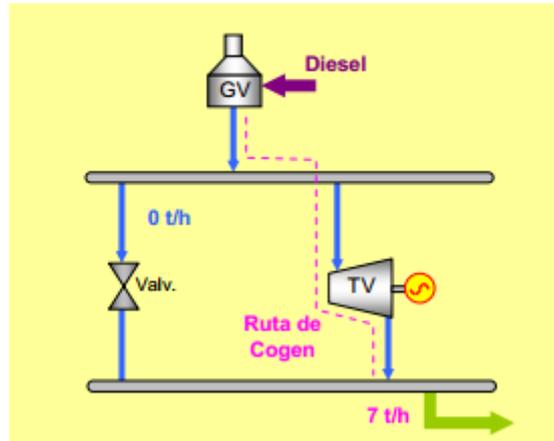


Figura 53. Esquema sencillo de cogeneración. Si se abriera la válvula reductora, no todo el vapor se produciría en modo de cogeneración (Aguilar, 2008)

Por su parte, es importante recalcar que la definición de cogeneración hace referencia al proceso, no al equipo. De esta forma, un sistema puede operar en modalidad de cogeneración unos cuantos meses al año, o incluso puede que sólo algunas de sus unidades trabajen bajo dicho esquema. (Aguilar, 2008).

Los sistemas de cogeneración son sistemas de producción conjunta de electricidad (o energía mecánica) y de energía térmica útil (calor) partiendo de un único combustible. El gas natural es la energía primaria más utilizada para el funcionamiento de las centrales de cogeneración de electricidad calor, las cuales funcionan con turbinas o motores de gas. No obstante, también se pueden utilizar fuentes de energía renovables y residuos como biomasa o residuos que se incineran.

En un proceso de cogeneración, el calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente. Por ejemplo, se puede utilizar el vapor caliente que sale de una turbina de producción de energía

eléctrica, para suministrar energía para otros usos. Hasta hace poco lo usual era dejar que el vapor se enfriara, pero con esta técnica, con el calor que le queda al vapor se calienta agua para distintos usos.

El aprovechamiento del calor residual, los sistemas de cogeneración presentan rendimientos globales del orden del 85%, lo que implica que el aprovechamiento simultáneo de electricidad y calor favorezca la obtención de elevados índices de ahorro energético, así como una disminución importante de la factura energética, sin alterar el proceso productivo, ahorro energético que se incrementa notablemente si se utilizan energías residuales. (Miliarium. Cogeneración., 2008)

Los sistemas de intercambio de cogeneración son sistemas de producción en los que se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil partiendo de un único combustible. Al generar electricidad con un motor generador o una turbina, el aprovechamiento de la energía primaria del combustible es del 25% al 35%, lo demás se pierde. Al cogenerar se puede llegar a aprovechar del 70% al 85% de la energía que entrega el combustible. La mejora de la eficiencia térmica de la cogeneración se basa en el aprovechamiento del calor residual de los sistemas de refrigeración de los motores de combustión interna para la generación de electricidad. (Netvalue Forensic. Cogeneración y Ciclos Combinados. España., 2014)

VENTAJAS.

La cogeneración, al producir conjuntamente calor y electricidad en el centro de consumo térmico, aporta los siguientes beneficios:

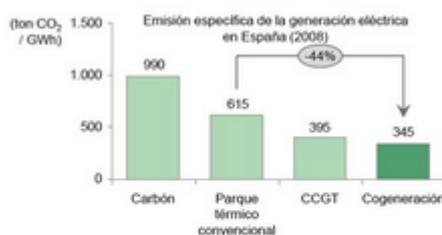
- Disminución de los consumos de energía primaria.
- Disminución de las importaciones de combustible (ahorros en la balanza de pagos del país).

- Reducción de emisiones CO₂, NO_x y SO_x a la atmósfera.
- Disminución de pérdidas en el sistema eléctrico e inversiones en transporte y distribución.
- Aumento de la garantía de potencia y calidad del servicio eléctrico.
- Aumento de la competitividad industrial y de la competencia en el sistema eléctrico.
- Promoción de pequeñas y medianas empresas de construcción y operación de plantas de cogeneración.
- Motivación por la investigación y desarrollo de sistemas energéticos eficientes. (Air Liquide. Energía / Vapor / Cogeneración., 2014)

Su ventaja principal es la del ahorro en emisiones de CO₂ Caso ejemplo España.

La cogeneración reduce fuertemente las emisiones de CO₂ y por tanto con el consiguiente ahorro en derechos de emisión para el país. La potencial actual instalada ahorra unas 13,2 millones de toneladas de CO₂ anuales equivalente al 3,2% de las emisiones totales de los gases de efecto invernadero de España (2008). Además la cogeneración es menos contaminante tanto por su mayor eficiencia energética como porque va asociada a combustibles más limpios. En el 2008 la emisión media de una central de cogeneración española fue de 345 t de CO₂ por MWh, una cifra muy inferior a la de las centrales térmicas convencionales españolas que es de media 615 t de CO₂ por MWh. O sea que esta diferencia permite evitar la emisión de 8,6 toneladas de CO₂ anuales. Además, el sector de la cogeneración, tal y como reconoce la Asociación Española de Cogeneración ha conseguido en unos diez años sustituir las calderas de carbón y productos derivados del petróleo por gas natural hasta alcanzar el 79 % de las instalaciones.

Esta inversión realizada por las industrias españolas cogeneratoras ha evitado un extra de 4,5 millones de toneladas de CO₂ anuales. Pero el dato importante es que si se alcanzara un 50 % del potencial de cogeneración se ahorraría el 5 % de las emisiones nacionales actuales.



Reducción de emisiones por la menor liberación de CO₂ por MWh.

Figura 54. La cogeneración reduce emisiones en generación eléctrica y de calor.

(Terra. Los beneficios de la Cogeneración, Energía Eficiente., 2010)

También hay que destacar los beneficios derivados de la reducción de la dependencia energética como consecuencia de este ahorro. Actualmente la cogeneración supone un 11 % de la producción eléctrica neta y un 7 % del consumo de energía final en España. Estamos hablando pues de un sector que siendo un 30 % más eficiente que la generación convencional y que tiene todavía un amplio parque industrial donde instalarse debería ser prioritaria tumbar las barreras que frena su implantación. España concentra en 5 países, el 63 % de su importación de crudo y en 3 países, el 72 % de su importación de gas. Resulta obvio que el mayor desarrollo de la cogeneración debería ser clave en la política energética y ambiental. Pero resulta, que se trata de una forma de producción energética no ligada a los oligopolios energéticos de este país que controlan de forma indigna los pasillos y despachos del Ministerio de Industria en Madrid.

(Terra. Los beneficios de la Cogeneración, Energía Eficiente., 2010)

2.5.2. SISTEMAS DE COGENERACIÓN.

A través de la cogeneración, es posible aprovechar la producción de energía térmica, o el calor perdido, aumentando la eficiencia energética del proceso, que puede alcanzar al 90% de la energía contenida en el combustible.

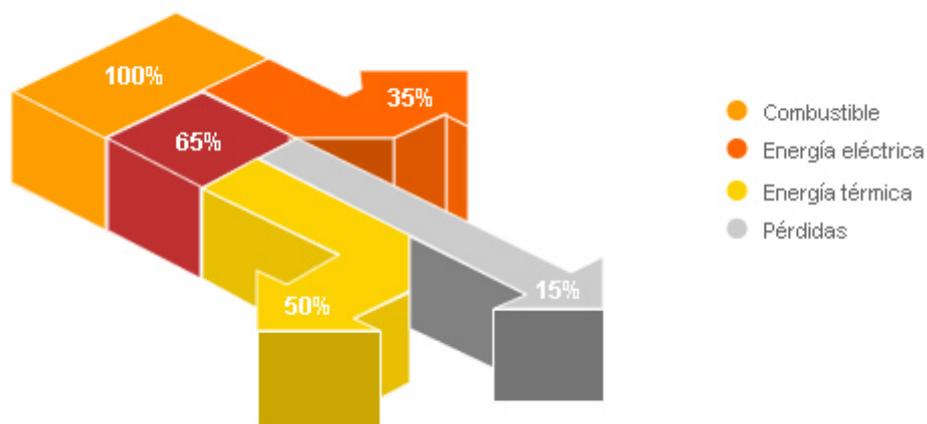


Figura 55. Distribución según tipo de energía.

PLANTAS CON MOTORES ALTERNATIVOS.

Utilizan gas, gasóleo o fuel-oil como combustible. Son muy eficientes eléctricamente, pero son poco eficientes térmicamente. El sistema de recuperación térmica se diseña en función de los requisitos de la industria y en general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares), aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de alta temperatura del agua de refrigeración del motor. Son también adecuadas la producción de frío por absorción, bien a través del vapor generado con los gases en máquinas de doble efecto, o utilizando directamente el calor del agua de refrigeración en máquinas de simple efecto.

PLANTAS CON TURBINAS DE VAPOR.

En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. El uso de esta turbina fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa o residuos que se incineran.

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es lo que se denomina "Ciclo Combinado".

PLANTAS CON TURBINAS DE GAS.

En los sistemas con turbina de gas se quema combustible en un turbogenerador, cediendo parte de su energía para producir energía mecánica. Su rendimiento de conversión es inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil del calor, que se encuentra concentrado en su práctica totalidad en sus gases de escape, que está a una temperatura de unos 500°C, idónea para producir vapor en un generador de recuperación.

Se diferencian 2 tipos de ciclos: (1) simple, cuando el vapor se produce a la presión de utilización del usuario; y (2) combinado, cuando el vapor se produce a alta presión y temperatura para su expansión previa en una turbina de vapor.

CICLO SIMPLE.

Es la planta clásica de cogeneración y su aplicación es adecuada cuando los requisitos de vapor son importantes (>10 t/h), situación que se encuentra fácilmente en numerosas industrias (alimentación, química, papelera). Son plantas de gran fiabilidad y económicamente rentables cuando están diseñadas para una aplicación determinada.

El diseño del sistema de recuperación de calor es fundamental, pues su economía está directamente ligada al mismo, ya que a diferencia de las plantas con motores alternativos el precio del calor recuperado es esencial en un ciclo simple de turbina de gas.

CICLO COMBINADO.

Un ciclo combinado ayuda a absorber una parte del vapor generado en el ciclo simple y permite, por ello, mejorar la recuperación térmica, o instalar una turbina de gas de mayor tamaño cuya recuperación térmica no estaría aprovechada si no se utilizara el vapor en una segunda turbina de contrapresión.

En un ciclo combinado el proceso de vapor es esencial para lograr la eficiencia del mismo. La selección de la presión y la temperatura del vapor vivo se hacen en función de las turbinas de gas y vapor seleccionadas, selección que debe realizarse con criterios de eficiencia y economía. Por ello se requiere la existencia de experiencias previas e "imaginación responsable" para crear procesos adaptados a un centro de consumo, que al mismo tiempo dispongan de gran flexibilidad que posibilite su trabajo eficiente en situaciones alejadas del punto de diseño. Una variante del ciclo combinado, es el ciclo combinado a condensación.

CICLO COMBINADO A CONDENSACIÓN.

Variante del ciclo combinado de contrapresión clásico, se basa en procesos estrictamente cogenerativos. Se basa en una gran capacidad de regulación ante demandas de vapor muy variables.

El proceso clásico de regulación de una planta de cogeneración consiste en evacuar gases a través del by-pass cuando la demanda de vapor es menor a la producción y utilizar la post-combustión cuando sucede lo contrario.

Bajando sensiblemente su potencia, no se consigue su adaptación a la demanda de vapor, debido a una importante bajada en el rendimiento de recuperación, ya que los gases de escapa mantienen prácticamente su caudal y bajan ostensiblemente su temperatura. Por ellos, las pérdidas de calor se mantienen prácticamente constantes, y la planta deja de cumplir los requisitos de rendimiento. Por contra, un ciclo de contrapresión y condensación permite aprovechar la totalidad del vapor generado, regulando mediante la condensación del vapor que no puede usarse en el proceso, produciendo una cantidad adicional de electricidad. (Miliarium. Cogeneración., 2008)

- En la generación de energía eléctrica se denomina ciclo combinado a la coexistencia de dos ciclos termodinámicos en un mismo sistema, uno cuyo fluido de trabajo es vapor de agua y otro cuyo fluido de trabajo es un gas producto de una combustión.
- El ciclo combinado se encuentra dentro de las denominadas tecnologías de cogeneración, en las que también se incluyen la cogeneración con turbina de vapor, con turbinas de gas, con motor alternativo y con micro turbinas, entre otras.
- De acuerdo con la definición que encontramos en el portal de la Unión Europea, la cogeneraciones una técnica que permite producir calor y electricidad en un único proceso. El calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente.
- Una central de cogeneración de electricidad-calor funciona con turbinas o motores de gas. El gas natural es la energía primaria más utilizada corrientemente para hacer funcionar las centrales de cogeneración. Pero también pueden utilizarse fuentes de energía renovables y residuos.
- Al contrario de la central eléctrica tradicional, cuyos humos salen directamente por la chimenea, los gases de escape de la cogeneración son primero enfriados y transmiten su energía a un circuito de agua

caliente/vapor. Los gases de escape enfriados pasan seguidamente por la chimenea.

- Las centrales de cogeneración de electricidad-calor pueden alcanzar un rendimiento energético del orden del 90 %. El procedimiento es más ecológico que las centrales de petróleo o carbón, ya que durante la combustión el gas natural libera menos dióxido de carbono (CO₂) y óxido de nitrógeno (NOX) que el petróleo o el carbón. El desarrollo de la cogeneración podría evitar la emisión de 127 millones de toneladas de CO₂ en la UE en 2010 et de 258 millones de toneladas en 2020.
- La cogeneración con ciclo combinado se caracteriza porque emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema los gases producidos en la combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión mediante una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar la turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción-condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones para los procesos de que se trate.
- En los últimos años se ha producido un auge de la generación de energía eléctrica con fuentes renovables en la mayoría de los países desarrollados, al tiempo que se refuerza la consolidación de alternativas de generación energética y bajos niveles de emisión de CO₂ y gases contaminantes. Dentro de esta última tendencia, por su eficiencia y bajos niveles de emisión, la generación con ciclos combinados tiene especial relevancia como medio de cubrir una parte sustancial de la creciente demanda de energía eléctrica. (Femp. Los ciclos combinados. España., s.f.)

LIMITACIONES DE LA COGENERACIÓN.

Como el calor puede ser utilizado eficientemente cerca del centro de producción, la mayor dificultad en el transporte de la energía térmica (pérdidas de calor en las tuberías), es que las instalaciones de cogeneración están limitadas a unidades relativamente pequeñas en comparación con las centrales térmicas convencionales.

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE COGENERACIÓN.

El proceso para diseñar y evaluar un sistema de cogeneración presenta muchos factores a considerar, una lista no limitativa de estos incluye: disponibilidad y seguridad de combustibles, reglamentaciones, economía, tecnología, negociación de contrato y financiamiento.

CONSIDERACIONES Y DEFINICIONES GENERALES.

Aun cuando la cogeneración debe ser evaluada como parte de un plan de administración de energía su principal prerrequisito es que la planta presente una demanda significativa y concurrente de calor y energía eléctrica, una vez identificado este escenario puede explorarse sistemas de cogeneración aplicables bajo las siguientes circunstancias:

Desarrollo de nuevas instalaciones. Ampliaciones importantes a instalaciones existentes con incremento de demandas de calor y/o de producción de energía remanente de proceso.

Reemplazo de equipo viejo de proceso o de generación de energía eléctrica y oportunidad de mejorar la eficiencia del sistema de suministro de energía.

Algunos términos y definiciones que generalmente se manejan en las discusiones de sistemas de ciclo combinado:

PLANTA INDUSTRIAL: la instalación que requiere calor de proceso y energía eléctrica y/o potencia mecánica, puede ser una planta de proceso, una instalación de manufactura, el campus de una universidad, etc.

CALOR DE PROCESO: la energía térmica requerida por la planta industrial que puede suministrarse como vapor, agua caliente, aire caliente, etc.

RETORNO DE PROCESO: el fluido y calor no utilizado que regresan de la planta industrial de un sistema de cogeneración, cuando el calor se suministra como vapor, el retorno es condensado.

CALOR NETO A PROCESO: la diferencia entre la energía térmica suministrada a la planta industrial y la energía que retorna al sistema de cogeneración.

DEMANDA DE POTENCIA DE LA PLANTA: la potencia o carga eléctrica que demanda la planta industrial incluyendo procesos de manufactura, acondicionamiento de ambiente, iluminación, etc. expresada en kW o mW.

RELACIÓN CALOR / ENERGÍA ELÉCTRICA: relación de calor a energía eléctrica de la planta industrial (demanda) o del ciclo de cogeneración (capacidad).

CICLO SUPERIOR: ciclo térmico en que se genera energía eléctrica antes de entregar el calor a la planta industrial, como sucede en el caso de recuperación de calor de un generador diésel eléctrico para producción de vapor o agua caliente.

CICLO INFERIOR: sistema en que la generación de energía eléctrica es a costa del calor recuperado de un proceso térmico.

CICLO COMBINADO: la combinación de dos de los ciclos descritos antes, un ciclo superior típico es el de turbogenerador con turbina de gas y recuperación de calor para producir vapor que se expandirá en una turbina de vapor para generar energía eléctrica o mecánica pudiendo también extraerse vapor para proceso. Ver figuras 56-57-58

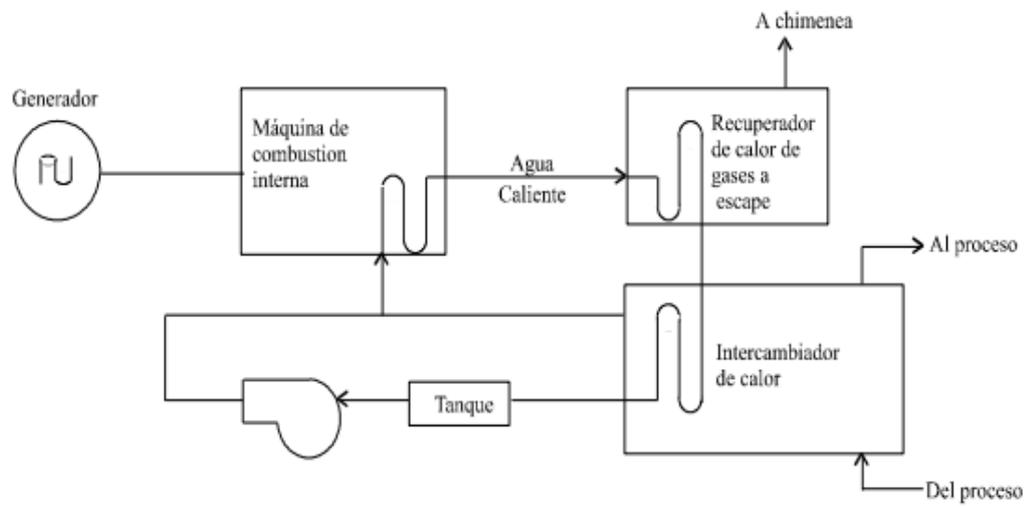


Figura 56. Ciclo Superior con Máquina Diesel

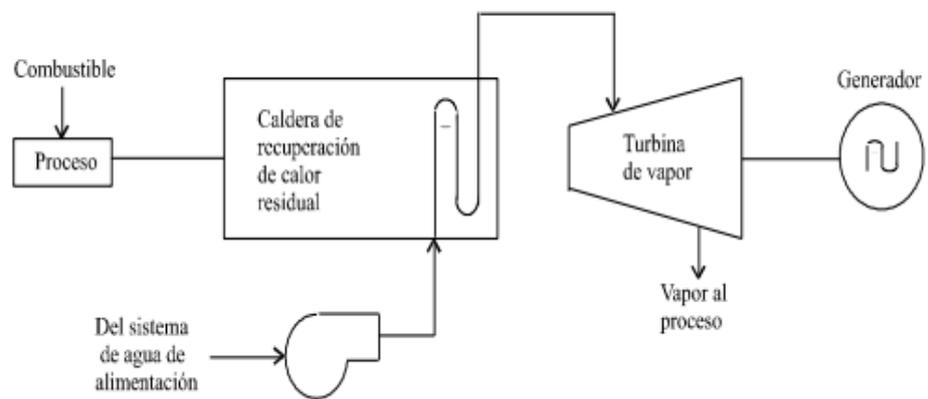


Figura 57. Ciclo Inferior con Turbina de Vapor.

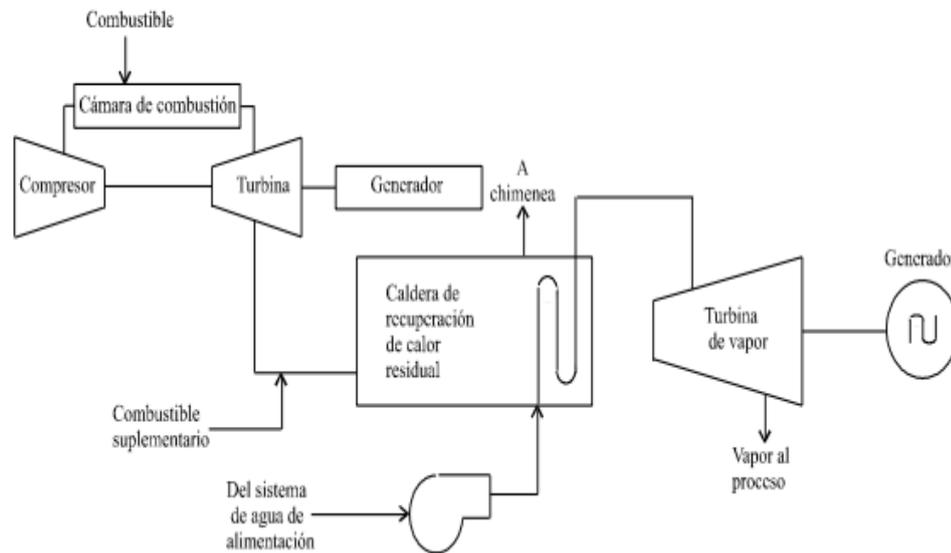


Figura 58. Ciclo Combinado con Turbina de Gas
(Universidad Autónoma del Occidente. Cogeneración., s.f.)

MÁQUINA PRIMARIA O PRIMO MOTOR: unidad en un sistema de ciclo combinado que genera potencia eléctrica o mecánica, típicamente un turbogenerador o un generador con máquina de combustión interna.

RÉGIMEN TÉRMICO: relación entre la energía total entregada a un sistema de cogeneración y la energía útil entregada por éste. Podrá discriminarse parcialmente el régimen térmico en la producción de energías eléctrica o térmica útiles. Se expresa en kcal o Btu/kWh.

CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR: cantidad de vapor requerida en determinadas condiciones de operación para generar un kWh.

CONSUMO TÉRMICO UNITARIO: término empleado para expresar en un ciclo de central termoeléctrica el consumo térmico de aquél para obtener una unidad de energía útil y se expresa en kcal o Btu/kWh.

SISTEMAS BÁSICOS DE COGENERACIÓN.

La mayoría de los sistemas de cogeneración usan como máquinas primarias turbinas de vapor, turbinas de gas, máquinas de combustión interna y paquetes de cogeneración.

En la Tabla 2 se muestran datos de comportamiento típicos para varios sistemas de cogeneración.

Tabla 2.

Datos de comportamiento para varios sistemas de cogeneración

SISTEMAS	CAPACIDAD UNITARIA (kW)	RÉGIMEN TÉRMICO (Btu/kWh)	EFICIENCIA ELÉCTRICA (%)	EFICIENCIA TÉRMICA (%)	EFICIENCIA TOTAL (%)	TEMP. ESCAPE (°F)	GENERACIÓN DE VAPOR lb/h (125 Psig)
Gas Comb. Interna (pequeña)	1-500	10,000 a 25,000	14-34	52	66-86	600-1200	0-200 ¹
Gas Comb. Interna (grande)	500-17,000	9,500 a 13,000	26-36	52	78-88	600-1200	100-10,000 ¹
Máquina Diesel	100-1,000	11,000 a 15,000	23-31	44	67-75	700-1500	100-400 ¹
Turbina de Gas Industrial	800-10,000	11,000 a 14,000	24-31	50	74-81	800-1000	3000 a 30,000
Turbina de Gas CTE	10,000-150,000	9,000 a 13,000	26-31	50	76-81	700	30,000 a 300,000
Ciclos de Vapor	5,000-100,000	10,000 a 30,000	7-34	28	35-62	350-1000	10,000 a 100,000

¹ Puede disponerse de 10 veces este flujo en agua a 250°F.

² El régimen térmico es el calor de entrada al ciclo por kWh de entrega eléctrica. La eficiencia de generación eléctrica en porcentaje de una máquina primaria puede determinarse de su régimen térmico de esta manera:

$$\text{Eficiencia} = \frac{3,413}{\text{Régimen Térmico}} \times 100\%$$

Fuente: PDF Cogeneración, Universidad Autónoma de Occidente

SISTEMA DE TURBINA DE VAPOR.

Para asegurar la generación y potencia máximas, económicamente, de una planta de ciclo combinado de gas y vapor con base en el calor requerido para proceso deben examinarse estos factores: tamaño de la máquina primaria, condiciones iniciales del vapor, niveles de presión para proceso y ciclo de precalentamiento de agua de alimentación.

Cuando se tienen las condiciones de presión y temperatura en el vapor inicial y en el escape el consumo específico de vapor teórico fija la cantidad de calor requerido en el vapor para generar 1 kWh en una turbina ideal. Los valores de entalpía pueden obtenerse de las tablas de vapor ASME o del Diagrama de Mollier.

$$C_{vt} = \frac{3,413}{\text{Salto Entálpico}}$$

$$(\text{lb/kWh}) = \frac{\text{Btu / kWh}}{\text{Btu / lb}}$$

$$C_{vt} = \frac{3,413}{h_i - h_e}$$

El consumo térmico unitario teórico puede convertirse al consumo real dividiendo aquél entre la eficiencia del turbogenerador.

$$C_{vr} = \frac{C_{vt}}{E_{tg}}$$

Algunos de los factores que definen la eficiencia total de un grupo turbogenerador pueden ser entre otros: el volumen de flujo de entrada, la relación de presiones, la velocidad, la geometría de las diferentes etapas de la turbina, las pérdidas por estrangulamiento, las pérdidas por fricción, las pérdidas del generador y las pérdidas cinéticas asociadas con el escape de la turbina. Usualmente los fabricantes suministran gráficas con los consumos específicos de vapor.

En las fórmulas anteriores:

CVt: consumo específico de vapor, teórico

hi: entalpía del vapor en la admisión

he: entalpía del vapor en el escape

CVr: consumo específico del vapor, real

Etg: eficiencia del turbogenerador

3,413: equivalente térmico de la energía eléctrica.

SISTEMA DE TURBINA DE GAS.

La turbina de gas es de uso extenso en plantas industriales, básicamente en dos tipos: uno ligero y similar al que se aplica en transporte aéreo y otro de tipo industrial más pesado, ambos han demostrado confiabilidad y disponibilidad excelentes en operación a carga base aun cuando el primero por su propia naturaleza tienen costos de mantenimiento más altos.

Las turbinas de gas pueden quemar una variedad de combustibles líquidos y gaseosos y operar por períodos largos sin requerir demasiada atención, por otra parte ofrecen la ventaja de menor área requerida por kW instalado.

SISTEMAS DE CICLO COMBINADO BASADOS EN TURBINAS DE GAS.

Los gases escapan entre 600 y 1.200°F y ofrecen un gran potencial en recuperación de calor que puede usarse directamente en procesos de secado o en ciclos combinados superiores generando vapor para proceso o generación de energía eléctrica.

Cuando se tienen cargas eléctricas altas el vapor se genera a presión alta y se expande subsecuentemente en la turbina del grupo turbogenerador constituyendo así un ciclo combinado.

Si las demandas de vapor y/o energía eléctrica son todavía mayores los gases de escape se usan como aire de combustión precalentado y se incorporan sistemas de combustión auxiliares o suplementarios con “quemadores de ducto” para incrementar su contenido energético y temperatura.

Los desarrollos recientes en ciclo combinado aplican la inyección de vapor a la turbina de gas para incrementar y modular la producción de

energía eléctrica en el sistema permitiendo un grado mayor de flexibilidad y permitiendo al sistema de turbina de gas adaptarse a una gama más amplia de relaciones calor/energía eléctrica.

TAMAÑO Y COMPORTAMIENTO DE TURBINAS DE GAS.

Existe actualmente una gama muy amplia de tamaños de turbinas de gas desde capacidades muy discretas a muy grandes como se muestra más adelante.

Entre los datos básicos requeridos para el diseño del ciclo pueden mencionarse:

Características de la carga y consumo de combustible.

Temperatura de gases de escape.

Estudio de condiciones de servicio fuera de diseño original.

Efectos de la presión de escape en la generación y en la temperatura de salida.

La cantidad de vapor que puede generarse en una caldera de recuperación no expuesta a fuego o con combustión suplementaria puede, en forma gruesa, estimarse en la forma siguiente:

$$W_v = \frac{W_g C_p (T_1 - T_3) e L f}{h_{sc} - h_{sat}}$$

Dónde:

Wv: flujo de vapor generado

Wg: flujo de gases de escape a caldera de recuperación

Cp: calor específico de productos de combustión

T1: temperatura del gas después de quemadores (si se aplica)

T3: temperatura de vapor en el domo

e: efectividad del generador de vapor de recuperación

L: factor para tomar en cuenta radiación y otras pérdidas

F: factor de combustible 1.0 para combustóleo, 1.015 para gas

Hsc: entalpía de vapor sobrecalentado

Hsat: entalpía del líquido saturado en el domo de la caldera

(Universidad Autónoma del Occidente. Cogeneración., s.f.)

NOTA: TODO LO REFERENTE AL DESARROLLO DEL CAPITULO II, HA SIDO EXTRAÍDO DE VARIAS FUENTES BIBLIOGRÁFICAS, TESIS DE GRADO DE LA ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO Y PÁGINAS DE INTERNET QUE SE DETALLARÁN EN LA BIBLIOGRAFÍA.

CAPÍTULO III

DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO

3.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.

El presente proyecto propone la manipulación de un banco de pruebas de un sistema cerrado de refrigeración por compresión de vapor, el cual dispone de un evaporador, una unidad de condensación, donde se incluye el uso de un compresor, el sistema además posee elementos típicos de un propio a un ciclo de refrigeración como son la válvula de expansión y los dispositivos con almacenadores de datos experimentales que captan presión y temperatura; permitiéndonos generar un análisis integral sobre los procesos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor y los respectivos cálculos de las variaciones de rendimiento según las condiciones de funcionamiento. Adjunto al sistema de compresión de vapor se incluyó un sistema de recuperación de calor a la salida del compresor. Toda la disposición del sistema será explicado en el siguiente capítulo referente a su construcción.

El equipo se enfoca en la toma de datos que nos permita realizar un balance energético y exergético apropiado analizando como un ciclo cerrado de refrigeración para lo que se ha dispuesto controles de temperatura, termocuplas, manómetros de presión y presostatos cuya finalidad es comparar ambos cálculos y obtener una verdadera apreciación de cómo se desempeña el equipo bajo varios regímenes de trabajo.

Para su correcto desenvolvimiento el equipo posee tres elementos de control que nos ayuda a prevenir el daño en los elementos dentro del mismo, se instalará un presostato de alta y otro presostato de baja cada uno colocado en puntos claves para controlar de la mejor manera la presión dentro de todo el ciclo, ya que trabajara bajo un rango configurado entre los

210 y 15 PSI, además de todo esto se colocó un termostato para controlar la temperatura máxima y mínima que trabajara el equipo en relación al desenvolvimiento de la unidad de Evaporación la cual trabajara dentro del rango de temperaturas 3 a -12 grados Celsius respectivamente.

Para suponer varias situaciones de trabajo se ha dispuesto de dos resistencias colocadas en el interior del Evaporador cada una de 250 W con su apropiado interruptor de control.

El objetivo del diseño, consiste en establecer el valor de las cargas térmicas logrando las temperaturas deseadas en el interior de la cámara dentro de los tiempos establecidos.

Para la realización del presente proyecto y con la finalidad de disminuir costos, el Laboratorio de Conversión de Energía nos facilitó sus instalaciones y donó una unidad Condensadora cuyas características técnicas se detallan a continuación.

3.1.1 CARGA TÉRMICA.

3.1.1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA TÉRMICA.

Las Cargas Térmicas según la ASHRAE son:

- Carga térmica por la estructura.
- Carga térmica por el producto a refrigerar.
- Carga térmica por infiltraciones de aire.
- Carga térmica por equipos.

3.1.2 REQUERIMIENTOS DE LA UNIDAD EVAPORADORA.

Temperatura máxima de trabajo: 3 °C

Temperatura mínima de trabajo: -12 °C

3.2 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO.

El cálculo de la carga de enfriamiento tiene por objeto determinar la cantidad de calor producida por una serie de cargas térmicas presentes en un recinto, que se debe extraer en un tiempo determinado, para crear y mantener en su interior las condiciones de temperatura y humedad relativa requerida.

A esta carga de enfriamiento se le aplica un factor de seguridad del 10% para tener en cuenta posibles discrepancias entre los criterios de diseño y el funcionamiento real.

3.2.1 CARGA DE ENFRIAMIENTO DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO

3.2.1.1 CARGA TÉRMICA POR LA ESTRUCTURA.

El valor de la carga térmica por estructura, es la cantidad de calor absorbido a través de las paredes, piso, techo y puerta; el cual deberá ser retirado de nuestro sistema. La misma que está directamente relacionado con el tipo de estructura, material, diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, radiación solar y tipo de aislamiento

La carga térmica por estructura se la puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$q' = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Ecu 3.1})$$

Donde;

- q': Carga térmica por estructura [w]
 U: Coeficiente global de transferencia de calor [w/m²K]
 A: Superficie de transferencia de calor [m²]
 ΔT: Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara.

El valor de U, está dado mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_p}{K_p} + \frac{e_u}{K_u} + \frac{e_p}{K_p} + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Ecu 3.2})$$

Donde:

hi: Coeficiente de transferencia por convección (exterior):

ep : Espesor de la pared.

eu : Espesor de aislante.

Kp: Coeficiente de conductividad térmica pared.

Ku: Coeficiente de conductividad térmica aislante térmico (espuma de uretano).

ho: Coeficiente de transferencia por convección (interior)

Variables de diseño

Las variables que se deben considerar para el cálculo de esta carga térmica son:

- Temperatura de congelamiento: -12 °C

- Temperatura exterior: 27 °C
- Tipo de aislamiento: Espuma de Uretano
- Tipo de material de la cámara: Polietileno

Luego;

Datos de la cámara interna del evaporador

Son

L=0.48 m

a= 0.295 m

h= 0.31 m

Para el Cálculo del coeficiente de convección dentro de la cámara del Evaporador tenemos que:

Donde las propiedades del aire a -12C°

Son

$\rho=1.3433 \text{ Kg/m}^3$

$\nu=12.419 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$K=23.224 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$

$Pr=0.717$

Datos tomados de la tabla A.4 del Libro de Transferencia de Calor de F Incropera y De Witt. Pp 839

Velocidad del aire = 5 m/s

Cálculo del número de Reynolds

$$Re = \frac{Va \times Lcaja}{\nu} = 1.89 \times 10^5$$

Donde se concluye que se trata de flujo turbulento dentro del cubículo del evaporador

Cálculo del número de Nusselt

Con las condiciones expuestas $Re > 10000$

Y $0.7 \leq Pra \leq 160$

Cumpliendo ambas condiciones para el cálculo del número de Nusselt procedemos a utilizar la siguiente fórmula y además con el caso de enfriamiento donde $ni=0.3$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}xPra^{0.3} = 346.38$$

Calculamos el Diámetro Hidráulico del flujo horizontal

$$D_{hi} = \frac{2xhxa}{h+a} = 0.29167 \text{ m}$$

Y posteriormente al cálculo del coeficiente de convección interna de la cámara del Evaporador.

$$h_i = \frac{NuxKaire}{D_{hi}} = 27.58 \frac{W}{m^2K}$$

Para el Cálculo del coeficiente de convección fuera de la cámara del Evaporador tenemos que:

Donde las propiedades del aire a $27C^\circ$

Son

$$\rho=1.187 \text{ Kg/m}^3$$

$$\nu=15.68 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K=25.61 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Pr=0.726$$

Datos tomados de la tabla A.4 del Libro de Transferencia de Calor de F Incropera, De Witt. Pp 839

$$P_{pared}= 950 \text{ Kg/m}^3$$

$$T_{pared} = -12C^\circ$$

Coeficiente de Expansión Volumétrica

$$\beta = \frac{-1}{\rho P_{\text{pared}}} \times \left(\frac{\rho_{\text{aire}} - \rho_{\text{pared}}}{T_{\text{aire}} - T_{\text{pared}}} \right) = 0.0256 \text{ 1/K}$$

Longitud Característica

$$L_c = 3a + 2h = 1.45 \text{ m}$$

Donde

$$Gr_1 = \frac{g * \beta * (T_{\text{pared}} - T_{\text{aire}}) L_c^3}{\nu_{\text{aire}}^2} = -12132401590$$

Dónde:

$$D = Gr * Pr$$

$$D = 8808123554$$

Si $D > 10E9$

Es Flujo Turbulento

Donde el número de Nusselt se lo Calcula de la siguiente manera:

$$Nu = 0.0210 (Gr * Pr)^{\frac{2}{5}} = 199.6055$$

Donde el coeficiente de convección

$$h_0 = \frac{Nu * K}{L_c} = 3.53 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$$

Mediante la aplicación de la Ecuación 3.2 calculamos el valor de U

$$U_1 = 0.7631 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (\text{Paredes y puerta})$$

Posteriormente aplicando la Ecuación 3.1 se obtiene el valor del calor absorbido a través de las paredes, techo, piso y puerta de la cámara.

Donde el A total = $0.235+0.175+0.329=0.739$ m²

$Q_1 = 21.99$ W (Paredes y Puerta)

Donde se evidencia que el material es un aislante térmico por su poca transferencia de calor hacia los exteriores.

3.2.1.2 CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO.

La carga térmica por producto consiste en determinar la cantidad de calor que deberá ser retirado del producto para que este descienda de su temperatura inicial o de ingreso hasta la temperatura requerida, en nuestro caso en particular el producto será agua.

La carga térmica por producto se la puede determinar mediante las siguientes expresiones:

Calor Sensible

$$q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ecu 3.3})$$

Donde;

q: Carga térmica por producto, [W]

m: masa del producto, [Kg]

c_p: calor específico del producto, [J/Kg K]

Ya que el banco de pruebas no fue diseñado con el propósito de albergar ningún producto la carga respectiva al producto de congelación se puede depreciar en su totalidad.

$$Q_2 = 0 \text{ W}$$

3.2.1.3 CARGA TÉRMICA POR EQUIPO.

Las cargas por equipo representa el calor cedido principalmente por los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio, en nuestro caso por el motor del ventilador localizado en el evaporador.

Para determinar el calor cedido por el motor del ventilador aplicaremos la siguiente ecuación.

$$Q_3 = F_3 * HP * 24h \quad (\text{Ecu 3.5})$$

Dónde:

Q3: Carga térmica por equipo

F3: Calor equivalente del motor eléctrico

En la configuración del sistema se conoce que para forzar un poco al sistema se colocó dos resistencias de 250 W cada una por lo que la carga del equipo sería de la siguiente manera:

P ventilador:

$$P_v = 1/8 \text{ hp}$$

Para el cálculo de la pérdida por equipo de en el libro (principios de refrigeración) de Roy J. Dossat tenemos:

Que el valor de $F_3 = 4.250 \text{ BTU/hp*hr}$

Por lo que el valor de carga por equipo es de:

$$q_3 = 12.75 \text{ BTU} = 13451.96 \text{ J}$$

Y por hora en este caso

$$Q_3 = 3.73 \text{ W}$$

Pero se considera además las dos resistencias por lo que el Q_3 tiene un valor de = 503.73 W

Evidenciando que la influencia sobre el compartimiento del evaporador del equipo en el caso del motor del ventilador al ser este muy pequeño es proporcionalmente despreciable en comparación a la influencia de los dos dispositivos de calefacción como son la resistencias instaladas.

3.2.1.4 CARGA TÉRMICA POR CAMBIO DE AIRE.

Consiste en el calor que debe ser eliminado por este aire caliente del exterior para reducirle su temperatura a las condiciones de diseño del espacio.

Al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, el aire caliente del exterior entra al espacio para reemplazar al aire frío más denso, esto constituye una pérdida en el espacio refrigerado.

El valor de carga térmica por infiltración de aire se lo puede determinar mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$Q_4 = V_i * F_1 * F_2 \quad (\text{Ecu 3.6})$$

Donde;

Q_4 : Carga por infiltración de aire

V_i : Volumen interior de la cámara

F_1 : Factor de uso, el cual está en función del tipo de actividad que se desarrolle dentro de la cámara

F2: Factor por cambios de aire. El cual está en función de la humedad relativa del aire exterior, y la temperatura interna de la cámara.

En vista de que el banco de pruebas es un equipo pequeño y por las características que esto conlleva, el valor de la carga por infiltración de aire es despreciable por lo que

$$Q_4 = 0 \text{ W}$$

3.2.1.5 CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.

Tabla 3.

Carga Total de la Unidad de Congelamiento.

Carga Total de la Unidad de Congelamiento			
Carga por Estructura	Q1 =	28.8	W
Carga por Producto	Q2 =	0	W
Carga por Equipo	Q3 =	503.3	W
Carga por Cambio de Aire	Q4 =	0	W
Carga Total	Qt1 =	532.1	W

3.3 CÁLCULO DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.

De acuerdo a la unidad de condensación concedida por el laboratorio del DECEM el diseño respectivo para el ciclo de compresión de vapor teórico es basado en el comportamiento del refrigerante R404A.

3.3.1 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.

Para el cálculo de la temperatura de evaporación en el circuito cerrado del sistema de compresión se procede a calcular dicha temperatura de la siguiente manera:

$$Teva = TR - Df \quad (\text{Ecu 3.7})$$

Donde:

Teva: temperatura de evaporación.

TR: temperatura del espacio refrigerado o temperatura en la unidad de condensación.

Df: Diferencia del evaporador con el espacio refrigerado

Para dicho cálculo se debe tomar en cuenta las relaciones entre el sistema de compresión de vapor y: el tipo de evaporador, la humedad relativa del espacio donde se encuentra el equipo y la diferencia de temperatura entre el evaporador y la cámara refrigerada.

Por ser un banco didáctico el equipo trabaja hasta una temperatura de refrigeración de la cámara del evaporador de -12°C (10.4°F). La humedad relativa en el lugar (ESPE- Sangolquí) se conoce que es del 90% - 91% y la unidad evaporadora corresponde a con ventilador y de tiro forzado entramos a la siguiente tabla para seleccionar el valor de la Diferencia de temperatura entre un espacio refrigerado y el evaporador.

Tabla 4. Diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado tomado del libro de Ray Dossat

Tabla 4.

Valor de Df según el tipo de Convección

Humedad Relativa %	Valor de Df	
	Convección Natural °F	Convección Forzado °F
95% - 91%	12 - 14	8 - 10
90% - 86%	14 - 16	10 - 12
85% - 81%	16 - 18	12 - 14
80% - 76%	18 - 20	14 - 16
75% - 70%	20 - 22	16 - 18

(Dossat, 2009)

$$Teva = 10.4 - 10 \quad (\text{Ecu 3.8})$$

$$T_{eva} = 0.4^{\circ}F = -17.56^{\circ}C = T_e$$

3.3.2 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN.

En base al tipo de unidad condensadora suministrada por el laboratorio del DECEM se procede analizar el principio de funcionamiento del equipo y sus características técnicas donde se observa con facilidad que la unidad posee un dispositivo de ventilación que utiliza un motor eléctrico. Durante el desarrollo del diseño del equipo la temperatura del medio donde está instalada alcanza un valor máximo de 21°C.

El cálculo de la Temperatura de condensación se la realiza en función de la siguiente fórmula:

$$T_{cond} = T_{med} + Df \quad (\text{Ecu 3.9})$$

T_{cond} : Temperatura de condensación del ciclo termodinámico.

T_{med} : Temperatura del medio ambiente

Df : Diferencia de temperatura entre la temperatura del refrigerante en el condensador y el medio ambiente.

Para el desarrollo del ciclo de refrigeración en la práctica se conoce que la diferencia de temperaturas entre el medio ambiente y el condensador oscila sus valores entre 10 y 15 grados Celsius. Para el caso crítico se utilizará el valor 10°C.

Por lo que al utilizar la fórmula para el cálculo de la temperatura de condensación obtenemos:

$$T_{cond} = 21 + 10 = 31^{\circ}C$$

3.3.3 CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN.

En función del Anexo A donde se expone la tabla del comportamiento del refrigerante R404A en función de la temperatura en que se encuentra sea este gas o líquido.

Para la temperatura de Evaporación se conoce que el fluido se encuentra en el caso ideal como vapor sobrecalentado. Interpolando la tabla obtenemos:

$T_{eva} = -17.56^{\circ}\text{C}$

$P @ -17.56\text{C} = 328.85 \text{ KPa.}$

Para el caso de la temperatura de Condensación sabemos que el fluido se encuentra en su estado teórico como líquido saturado.

$T_{cond} = 31^{\circ}\text{C}$

$P@31\text{C} = 1465.10 \text{ KPa.}$

3.3.4 RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Al ser para ambos casos tanto para la evaporización y la condensación del ciclo de la compresión de vapor sus casos críticos podemos determinar la relación de compresión teórica del sistema.

Donde la relación de compresión la obtenemos mediante la fórmula

$$RC = \frac{P_{cond}}{P_{eva}} \quad (\text{Ecu 3.10})$$

$$RC = \frac{1465.10}{328.85} = 4.45 \approx 5$$

Por una variación entre el comportamiento real y teórico se selecciona el valor de 5 como el estándar para el análisis de la relación de compresión para varios escenarios que se expondrá al equipo.

3.3.5 DETERMINACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN.

Para la selección del circuito que tendrá el ciclo de compresión de vapor en el equipo se analiza el comportamiento de los diferentes dispositivos relevantes en el mismo.

Al no superar una relación de compresión a un valor de 10 y que la diferencia entre las temperaturas de salida del evaporador y el condensador no sobrepasan el valor de 74°C se puede seleccionar un ciclo único de compresión de vapor. Y a su vez un ciclo de una sola etapa para lograr mantener el funcionamiento normal del equipo según las exigencias de las diferentes prácticas.

A continuación el diagrama unifilar del circuito para el ciclo cerrado por compresión de vapor

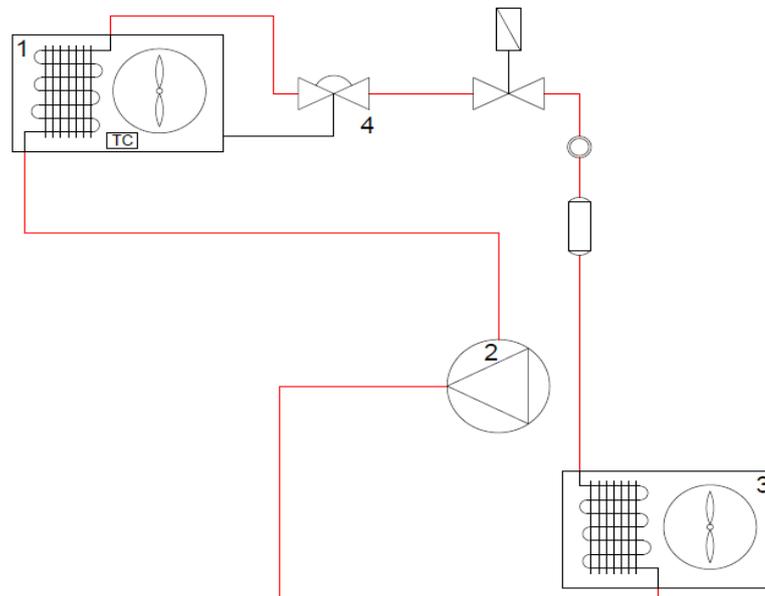


Figura 59. Diagrama unifilar circuito máquina frigorífica de una sola etapa.

Descripción sencilla del ciclo de compresión de vapor.

En la Figura 59 se muestra el esquema del equipo para tal ciclo, junto con diagramas Ts y Ph del ciclo ideal. El vapor saturado en el estado 1 se comprime isoentrópicamente a vapor sobrecalentado en el estado 2. El vapor refrigerante entra a un condensador, de donde se extrae calor a presión constante hasta que el fluido se convierte en líquido saturado en el estado 3. Para que el fluido regrese a presión más baja, se expande adiabáticamente en una válvula o un tubo capilar hasta el estado 4. El proceso 3-4 es una estrangulación y $h_3=h_4$. En el estado 4, el refrigerante es una mezcla húmeda de baja calidad. Finalmente, pasa por el evaporador a presión constante. De la fuente de baja temperatura entra calor al evaporador, convirtiendo el fluido en vapor saturado y se completa el ciclo.

Observe que todo el proceso 4-1 y una gran parte del proceso 2-3 ocurren a temperatura constante.

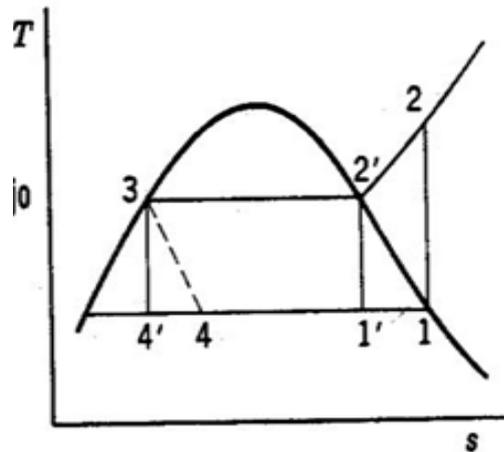


Figura 60. Diagrama T vs S de un ciclo ideal y teórico en el caso de una máquina de refrigeración

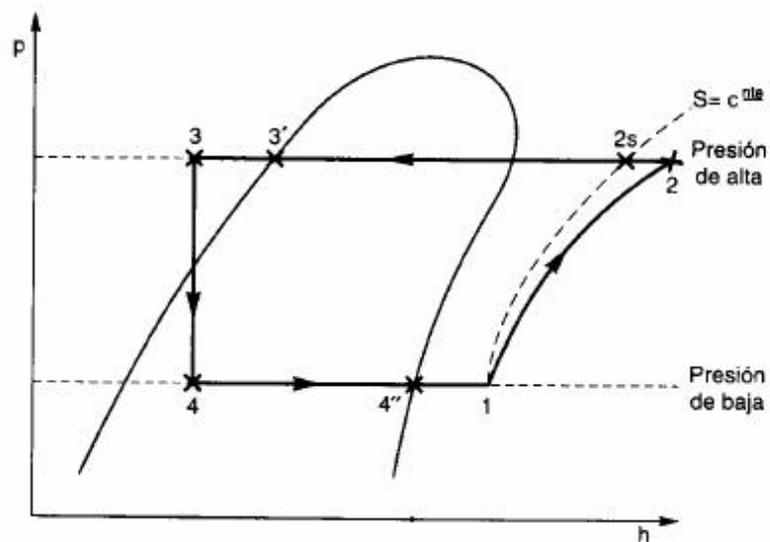


Figura 61. Diagrama P vs h de un ciclo ideal y teórico en el caso de una máquina de refrigeración

En el caso de nuestro ciclo de refrigeración

En el **punto 1** de salida del evaporador los datos para el refrigerante R404A considerando que este se encuentra en su fase de vapor saturado sus propiedades para este punto son en función del Anexo A:

$$T1 = -17.56^{\circ}\text{C}$$

$$P1 = 328.85 \text{ KPa.}$$

$$h1 = 327.65 \text{ KJ/Kg.}$$

A la salida del **punto 2** se encuentra a la salida del compresor donde el fluido se encuentra en una fase de vapor recalentado las propiedades para esta etapa son las siguientes:

$$P2 = P_{\text{cond}} = 1465.10 \text{ Kpa}$$

$$T2 = T_{\text{cond}} = 36.17^{\circ}\text{C}$$

$$h2 = 387.82 \text{ KJ/Kg}$$

En el **punto 3** se encuentra la salida del condensador donde el fluido se encuentra en una fase de líquido sobrecalentado debido al proceso de condensación

$$P3 = P_{\text{cond}} = 1465.10 \text{ Kpa}$$

$$T3 = T_{\text{cond}} = 31.12^{\circ}\text{C}$$

$$h3 = 248.72 \text{ KJ/Kg}$$

En el **punto 4** se produce una expansión de donde los valores para la salida de la válvula de expansión son los siguientes para el análisis de la entropía:

$$h3 = h4$$

$$h4 = 248.72 \text{ KJ/Kg}$$

Para observar el ciclo real del comportamiento del sistema en función del diagrama P vs h se puede observar en la figura siguiente:

Y en una mejor escala el desarrollo del gráfico P vs h se observará en el Anexo C.

Para los puntos 1 y 3 se conoce que se encuentran en vapor saturado y líquido sobrecalentado respectivamente donde en el caso del volumen específico para el refrigerante R404A

Son los siguientes

$v@-17.56C = 0.05943 \text{ m}^3/\text{kg}$

$v@31C = 0.00098592 \text{ m}^3/\text{kg}$

Para el caso donde se habilita el uso del intercambiador anexo el diagrama es el siguiente.

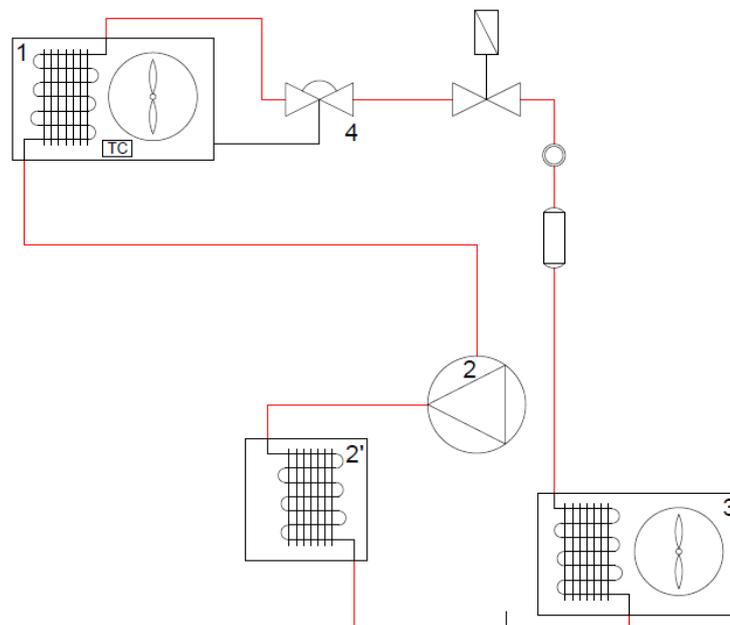


Figura 62. Diagrama unifilar circuito máquina frigorífica de una sola etapa con sistema de recuperación de calor anexo.

Donde se mantiene el ciclo regular de compresión de vapor pero en este caso se aprovecha el calor del sobrecalentamiento del compresor, porque al tener un flujo menor a 0.002 ltr/seg de intercambio de calor con fluido H₂O en sentido contrario se mantiene estable el circuito cerrado del sistema de refrigeración.

3.3.6 CÁLCULO PARÁMETROS DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN.

Para conocer el desempeño del ciclo termodinámico del R404 A por compresión de vapor debemos calcular los siguientes parámetros:

3.3.6.1 POTENCIA FRIGORÍFICA.

La potencia frigorífica es aquella potencia máxima de refrigeración del sistema, en la sección 3.2.1 se determinó que la carga máxima para el equipo es de 532.1 W por lo que la Potencia frigorífica en el caso más crítico es de vencer aquella carga.

Por lo que la potencia frigorífica para el equipo es la de:

$$Q_f = 532.1 \text{ W} = 1915.560 \text{ KJ/hr}$$

3.3.6.2 CAUDAL MÁSIKO TOTAL DE REFRIGERANTE.

Para la potencia frigorífica citada en el apartado anterior se requiere calcular la cantidad de refrigerante que debe pasar a través del serpentín del evaporador para lograr dicha potencia. Y se encuentra entre la diferencia de estados del proceso de expansión y evaporación.

El caudal másico necesario se calcula en función de la siguiente fórmula:

$$\dot{m} = \frac{Q_f}{h_1 - h_4} \quad (\text{Ecu 3.10})$$

Donde

Qf: Es la Potencia frigorífica

h1= Entalpia a la salida del evaporador

h4= Entalpia a la salida de la Válvula de Expansión

$$\dot{m} = \frac{1915.560 \text{ KJ/hr}}{356.53 - 254.6 \text{ KJ/kg}} = 18.79 \text{ Kg/hr}$$

3.3.6.3 CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE EN EL COMPRESOR.

Para encontrar el caudal volumétrico de refrigerante se utiliza la siguiente fórmula:

$$V_{comp} = \dot{m} * V_c \text{ (Ecu 3.11)}$$

Donde

V_{comp} : Caudal volumétrico en el compresor

\dot{m} : caudal másico de refrigerante

V_c =volumen específico en el compresor

$$V_{comp} = 18.79 \frac{Kg}{hr} * 0.05943 \frac{m^3}{Kg} = 1.117 m^3/hr$$

3.3.6.4 RAZÓN DE COMPRESIÓN.

Como se vio en el apartado se determinó que la relación de compresión en el sistema para el ciclo cerrado de compresión de vapor es de un vapor de 5

Dónde:

$$\gamma = RC = 5$$

3.3.6.5 POTENCIA EN EL COMPRESOR.

Al determinar la potencia del compresor se debe tener en cuenta que para arrojar un valor real se debe considerar primero el rendimiento mecánico y a su vez el rendimiento volumétrico de compresión.

3.3.6.5.1 RENDIMIENTO MECÁNICO.

De acuerdo al manual de operación de los diversos compresores en las unidades de condensación suministrados por TECUMSEH se dispone que el valor del rendimiento dentro de los compresores herméticos oscila entre los valores de 82% y 80% para el caso del funcionamiento de un compresor a una altura mayor a los 2800 metros del suelo.

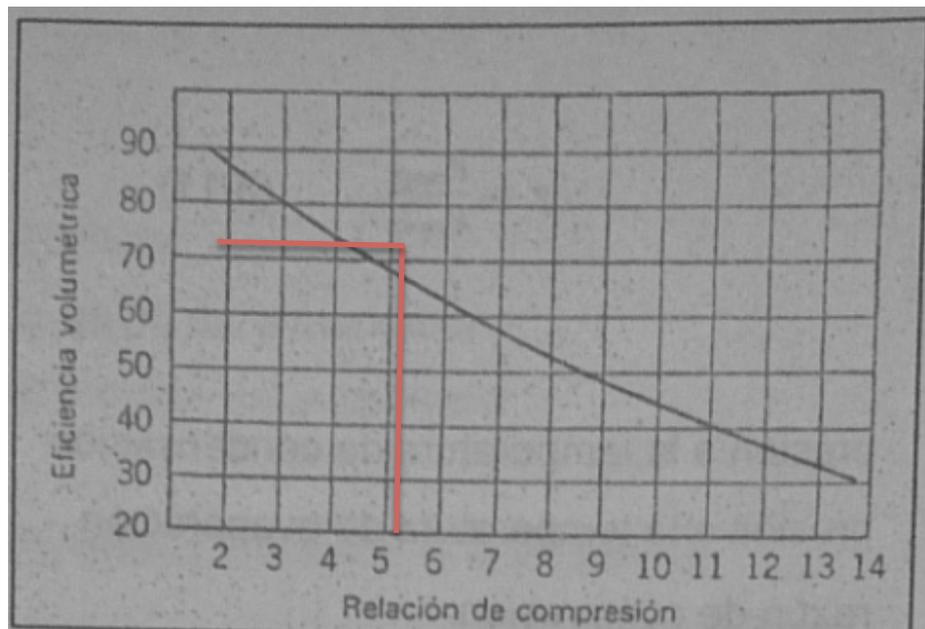
Por lo que seleccionamos el caso más crítico de una eficiencia mecánica del 80%

Por lo que:

$$\eta_{mec} = 0.8$$

3.3.6.5.2. RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

Para el análisis del rendimiento volumétrico podemos utilizar la siguiente grafica donde se expone en una gráfica de relación entre la eficiencia volumétrica en función de una relación de compresión.



Fuente Roy Dossat, Principios de Refrigeración, 2009

Figura 63. Relación de compresión vs la eficiencia volumétrica para compresores

Donde al interceptar la gráfica con el valor de compresión de 5 obtenemos que:

$$\eta_{vol} = 0.72$$

3.3.6.5.3 RENDIMIENTO TOTAL Y POTENCIA TOTAL.

Para el cálculo del rendimiento Total del compresor tenemos la siguiente fórmula

$$\eta_T = \eta_{mec} * \eta_{vol} \quad (\text{Ecu 3.12})$$

Dónde:

η_T : Eficiencia Total del compresor

η_{mec} : Eficiencia mecánica del compresor

η_{vol} : Eficiencia volumétrica del compresor

Se obtiene de resolver la fórmula 3.12 que:

$$\eta_T = 0.8 * 0.72 = \mathbf{0.576}$$

Y para calcular la potencia total del compresor utilizamos la siguiente fórmula:

$$W_C = \frac{(h_2 - h_1) * \dot{m}}{\eta_T} \quad (\text{Ecu 3.13})$$

Donde:

W_C : Potencia total del compresor

h_2 : entalpia a la salida del compresor

h_1 : entalpia a la salida del evaporador

m : caudal másico de refrigerante en el sistema

η_T : Eficiencia total del compresor

Al utilizar la fórmula 3.13 obtenemos que:

$$W_C = \frac{\left(378.42 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 356.53 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right) * 18.79 \text{ Kg/hr}}{0.624} = 659.16 \text{ KJ/hr}$$

$$W_C = 183.1 \text{ W} = 0.25 \text{ HP}$$

Donde se conoce que la unidad condensadora posee un compresor de 1 HP de potencia por lo que este si logra suplir la demanda de trabajo y potencia necesario para complementar el ciclo de compresión.

3.3.6.6 POTENCIA CALORÍFICA EVACUADA EN EL CONDENSADOR

Es necesario saber el valor de salida de potencia de la unidad condensadora por lo que se dispone a calcular la potencia calorífica evacuada por el condensador utilizando la siguiente fórmula:

$$Q_c = \dot{m} * (h_2 - h_3) \text{ (Ecu 3.14)}$$

Donde:

Q_c : Es la potencia entregada en la salida del condensador

\dot{m} : caudal másico en el ciclo.

h_2 : entalpia de la salida del compresor

h_3 : entalpia en la salida del condensador

Donde al realizar el cálculo la potencia entregada por el condensador es:

$$Q_c = 18.79 \frac{Kg}{hr} * \left(378.42 \frac{KJ}{Kg} - 254.60 \frac{KJ}{Kg} \right) = 2326.56 KJ/hr$$

$$Q_c = 646.27 W = 0.88 HP$$

3.3.6.7 CAUDAL VOLUMÉTRICO ENTRANDO A LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

Es importante conocer cuánta es la cantidad de refrigerante entrando a la válvula de expansión por lo que la misma se la calcula de la siguiente manera:

$$V_{exp} = \dot{m} * v_{cond} \text{ (Ecu 3.15)}$$

Donde:

V_{exp} : es el caudal volumétrico a la entrada de la válvula de expansión

\dot{m} : caudal másico en el ciclo de refrigeración

v_{cond} : el volumen específico del refrigerante a la salida del condensador

Donde obtenemos que el caudal volumétrico sea:

$$V_{exp} = 18.79 \frac{Kg}{hr} * 0.00098592 \frac{m^3}{kg} = 0.0185 m^3/hr$$

3.3.6.8. COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

El coeficiente de desempeño o COP en una máquina de refrigeración puede ser analizado mediante la diferencia entre el calor absorbido y la energía suministrada hacia el compresor y se calcula mediante la siguiente relación.

$$COP = \frac{\text{efecto Refrigerante}}{\text{Calor de Compresion}}$$

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ecu 3.16})$$

Donde:

COP: coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración

Qe: Efecto de Refrigeración

Wc: Potencia consumida por el compresor

h1: entalpia de salida del evaporador

h2: entalpia de salida del compresor

h4: entalpia de salida de la válvula de expansión

Al resolver la fórmula se obtiene que el COP del sistema es:

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} = \frac{356.53 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 254.60 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{378.42 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 356.53 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}$$

$$COP = 4.65$$

3.4 DISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Para el diseño del sistema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor utilizando la unidad condensadora donada por el laboratorio del DECEM se presentó la selección de los equipos y dispositivos

representativos del banco de pruebas tomando como criterio principal el inventario local disponible y el presupuesto dispuesto para este proyecto.

3.4.1 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.

El diseño del ciclo de refrigeración y la selección de sus elementos ha sido en base a dos parámetros fundamentales:

La temperatura de funcionamiento en la cámara de Evaporación ya que es un equipo que debe encontrarse en un régimen de uso de constante y con la finalidad de prever el daño de sus componentes se diseñó al sistema y al control del mismo en función de que en la cámara alcance la temperatura mínima de -12°C y que además el sistema funcione de acuerdo al refrigerante necesario por la unidad de condensación la cual es el R404 A.

3.4.2 ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

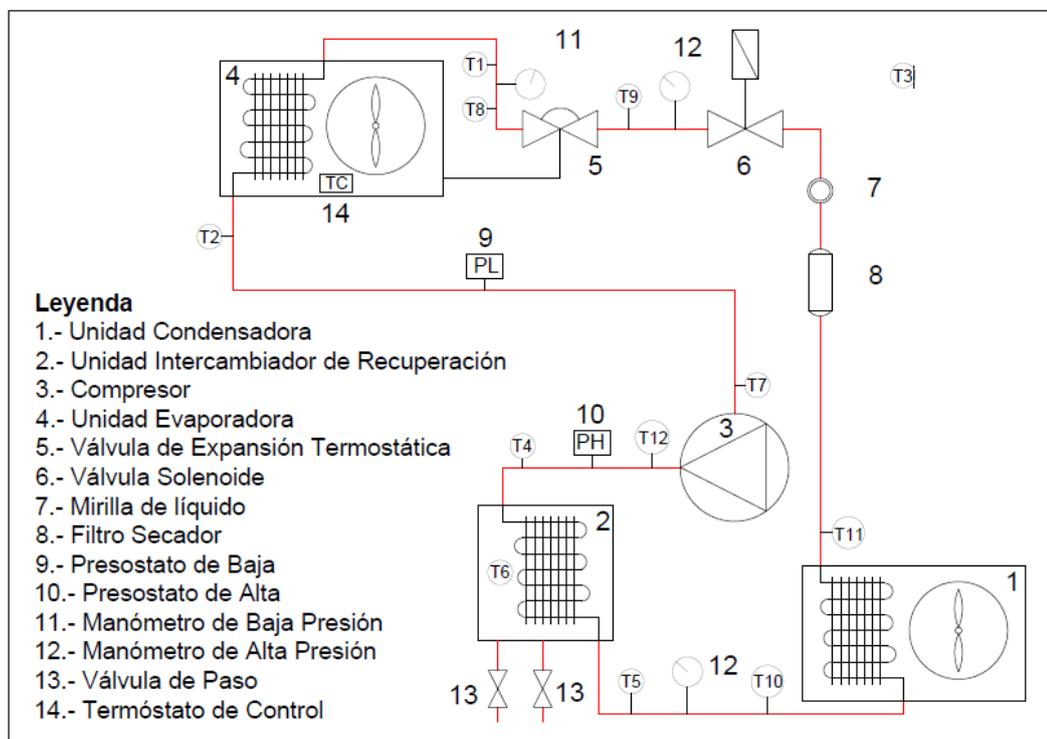


Figura 64. Diagrama Unifilar del sistema de Refrigeración del Banco de Pruebas

3.4.3 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES DEL SISTEMA.

Como se explicó previamente los criterios de selección de los diversos dispositivos y equipos para el banco de pruebas se basó en el presupuesto previamente dispuesto para este proyecto y del criterio de que puedan ser conseguidos localmente.

3.4.3.1. EQUIPO UNIDAD CONDENSADORA.

La unidad condensadora comprendida entre el compresor y el condensador con ventilador de flujo forzado de aire. Esta unidad fue totalmente donada por el laboratorio del DECEM, que pertenece al fabricante TECUMSEH con el modelo AKL26ZS y capacidad tope de 1 HP. Posee un compresor con motor eléctrico CSR, un serpentín para el intercambio de calor y un ventilador, está diseñada para trabajar en aplicaciones de baja presión de evaporación con refrigerante R404A, El Motor trabaja a 220V y a 50 Hz.

Tabla 5.

Datos Técnicos de Unidades Condensadoras TECUMEH de 50 Hz.

Modelo	Refrigerante	Cilindrada cc/rev	Tipo de Motor	Referencia Comercial	Enfriamiento	Capacidad Frigorífica					Peso Neto Kg.
						Temperatura de Evaporación					
						34.4° C	28.9°C	23.3°C	17.8°C	12.2°C	
AKL26Z S	R404A	26	CSR	1HP	F	572	802	1104	1465	1941	18.5

Las características técnicas de la unidad condensadora están dispuestas en el Anexo D.

3.4.3.2. SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.

De acuerdo a la necesidad de capacidad de refrigeración y de abastecimiento de potencia frigorífica seleccionamos el evaporador en función de dos criterios: que este pueda vencer la capacidad crítica dispuesta en la cámara de refrigeración y que sea lo suficiente pequeña para entrar en la tamaño de cámara necesario. Por lo que se seleccionó la siguiente unidad evaporadora que comprende en: Unidad evaporadora de serpentín, y un ventilador impulsado con un motor eléctrico de 1/8 HP. Las características técnicas del proveedor son las siguientes para:

Número de aletas de Evaporador: 6

Voltaje del Ventilador: 220 volt

Frecuencia del Ventilador: 1300-1550 rpm

Potencia del Motor: 1/8 HP

Dimensiones Ventilador: 13,23 cm

3.4.3.3. SELECCIÓN DE VÁLVULA DE EXPANSIÓN.

El requerimiento de funcionamiento donde se debe mantener la relación de compresión y relación de presiones dentro del equipo se procedió a seleccionar la válvula de expansión de acuerdo al requerimiento del equipo enfocado en la unidad condensadora, además del tipo de refrigerante y de acuerdo al fenómeno de sobrecalentamiento en este dispositivo.

Se procedió a seleccionar la válvula de expansión termostática de marca DANFOSS de modelo: 068Z3403 de acuerdo a la capacidad necesaria que requiere el evaporador la cual al utilizar el orificio de salida **00** con refrigerante R404A permite alcanzar un efecto refrigerante de hasta 0.21 TR (1 HP) suficiente como abastecer de refrigerante y cantidad del mismo en función de no sobredimensionar ni forzar al equipo durante su utilización. Es

una válvula altamente comercial y que se puede encontrar en tiendas especializadas.

Tabla 6.

Rango de capacidades en función del número de orificio y clase de refrigerante para 068Z3403.

N° DE ORIFICIO	CAPACIDAD EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN (TR)			
	R22	R407C	R134A	R404A
0x	0.15	0.16	0.11	0.11
00	0.3	0.3	0.25	0.21
01	0.7	0.8	0.5	0.45
02	1.0	1.1	0.8	0.6
03	1.5	1.6	1.3	1.2
04	2.3	2.5	1.9	1.7
05	3.0	3.2	2.5	2.2
06	4.5	4.9	3.0	2.6

(DANFOSS Manual 068Z3403, 2013)

En la siguiente tabla se dispone las características técnicas propias del dispositivo.

Tabla 7.

Características de la válvula de expansión termostática con orificios intercambiables. Modelo: 068Z3403 Marca DANFOSS.

Características	Valor
Tipo	TES 2
Peso	0.290 [kg]
Homologación	GOST R
Material del cuerpo	BRONZE
Long. tubo capilar [in]	59,0 in
Longitud del tubo capilar [mm]	1.500 mm
Dirección	Paso en ángulo
EAN	5702422114116
Tipo conex. igualación	Roscar
Producto igual	068Z3555
Tipo conex. entrada	Roscar
Tamaño entrada [in]	3/8 IN
Máx. presión de trabajo [bar]	34,0 bar
Máx. pres. trabajo	500 psig
Tipo conex. salida	Roscar
Salida/Eq.	1/2 in x 1/4 in
Formato pack	Multi pack
Descripción producto	Válvula expans. termostática
Cantidad por pack	20 PC
Refrigerante(s)	R404A/R507
Recalentamiento estático (SS)	5,0
Recalentamiento estático (RE) [°F]	9,00 °F
Rango de temperatura [°C]	-40 - 10 °C
Rango de temperatura [°F]	-40 - 50 °F

(DANFOSS Manual 068Z3403, 2013)

3.4.3.4. SELECCIÓN DE TUBERÍA.

Para el correcto funcionamiento del equipo y el abastecimiento completo para cada uno de los dispositivos es necesario que se disponga a través de todo el circuito, evitar caídas de presión excesivamente corrosivas y mantener un rendimiento total del sistema constante.

Para el correcto dimensionamiento de los tramos de tubería se debe analizar tramo por tramo en función de analizar el principio de utilización de cada uno de ellos. La forma más adecuada para realizar el análisis de la ocupación de cada tramo se la puede dividir en: tramo tubería de descarga que corresponde al trayecto entre compresor y condensador (15 - 25 m/s), al tramo de tubería propia de la succión que se encuentra entre el evaporador y el compresor (8 - 15 m/s) y finalmente la tubería que debe transportar el refrigerante entre el condensador y la válvula de expansión (0.5 – 1.25 m/s).

VÁLVULA SOLENOIDE.

Para que el equipo pueda ser controlado y funcione de acuerdo a las diversas prácticas de laboratorio y funciones dentro de parámetros de control ya estipulados se dispone a colocar una electroválvula solenoide que controle el paso del flujo de refrigerante en el sistema, al llegar a una condición adecuada de temperatura y presión en la cámara de refrigeración en la unidad evaporadora, el sistema debe apagarse por lo que la válvula solenoide nos permite cortar el flujo en la línea de succión de esta manera apagando al compresor, además la válvula debe permitir que el fluido vuelva a recomponerse dentro de todo el sistema y permita el arranque del banco de prueba y ayuda a mantener las presiones adecuadas dentro del sistema.

Se procede a la selección de la válvula en función de la capacidad del equipo y del diámetro de tubería a la cual va conectada, se procede a seleccionar la electroválvula solenoide de Marca SANHENG REFRIGERATION y modelo 1064-3 SAE Para un equipo de capacidad 0.5 TR y conexión roscada de 3/8" para equipos que trabajan hasta 3 MPa. Trabaja entre temperaturas de -3°C hasta 150°C.

3.4.3.4.1. TUBERÍA DE DESCARGA.

Se seleccionó la tubería de alimentación respecto a la tabla suministrada por DANFOSS en la cual según el trayecto y la capacidad del

sistema del ciclo cerrado de compresión a vapor, la cual se observa a continuación asegurar que la cantidad de fluido alimente al sistema de expansión, que todo el líquido llegue a presión necesaria y que se mantenga la velocidad óptima de transporte del refrigerante.

Se seleccionó la tubería de 3/8" de acuerdo a la función necesaria del equipo y su requerimiento de capacidad.

En la tabla 7 se puede observar dispuestas las diferentes medidas de tubería donde se observa que la capacidad necesaria se encuentre entre 293 y 879W evitando caídas de presión y con eso el daño de los otros dispositivos. Al ser distancias cortas dentro del equipo se procede a seleccionar el valor de 8 m referenciales para la disposición del diámetro óptimo de tubería.

Tabla 8.

Selección de Diámetro de tubería de descarga para longitudes equivalentes según capacidad frigorífica.

DIÁMETRO DE TUBERÍA PARA REFRIGERANTE R404A descarga							
CAPACIDAD FRIGORÍFICA			LONGITUD EQUIVALENTE				
Btu/hr	Kcal/hr	W	8m	15m	23m	30m	45m
1000	252	293	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
3000	756	879	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
4000	1008	1172	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
6000	1512	1758	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
9000	2268	2637	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
12000	3024	3516	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
15000	3780	4395	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2
18000	4536	5274	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2
24000	6048	7032	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2
30000	7560	8790	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2
36000	9072	10548	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
42000	10584	12306	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8
48000	12096	14064	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
54000	13608	15822	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
60000	15120	17580	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8
66000	16632	19338	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8
72000	18144	21096	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8
78000	19656	22854	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8
84000	21168	24612	5/8	5/8	5/8	5/8	7/8
90000	22680	26370	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8
120000	30240	35160	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8
150000	37800	43950	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
180000	45360	52740	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8
210000	52920	61530	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8
240000	60480	70320	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8

(DANFOSS Manual R404A, 2010)

FILTRO SECADOR

Se procede a la selección de un filtro secador para el equipo en función de la capacidad máxima del mismo, el filtro secador seleccionado es: Marca: DANFOSS Modelo: DML-R404A

Que en nuestro caso posee una capacidad máxima de 1 TR y soporta presiones desde hasta 42BAR CONEXIÓN SOLDADA DE 3/8”.

MIRRILLA DE FLUIDO

La selección del tipo de mirilla es únicamente en función del tipo de conexión y diámetro de tubería, se seleccionó una mirilla de conexión roscada 3/8” de marca: DANFOSS y Modelo: 520H0574, trabaja con fluido R404A entre los rangos de temperatura -50°C y 80°C hasta una presión de trabajo de 35 Bar.

PRESOSTATO MANUAL

El dispositivo nos permite controlar la presión dentro del sistema en función de prevenir sobrecargas en cualquier de los elementos que comprenden el banco de pruebas, permite que el sistema automáticamente se apague si este trabajo en una presión muy baja en la línea de succión o en caso contrario trabaje en una presión muy elevada en el caso de la línea de descarga. Se procede a seleccionar el elemento en función del tipo de refrigerante y del rango de trabajo del equipo en función del ciclo diseñado, se seleccionó el siguiente dispositivo de marca: PRIME modelo: PC-200 que trabaja dentro del rango de presiones para la línea de baja entre -3 y 108 PSI ya que nuestro equipo funcionara en la línea de succión en valores para la presión de 10 a 40 PSI. Y un rango de presión de alta entre los 150 y 450 PSI y el equipo funcionará entre los rangos de 100 a 250 PSI.

Se debe tomar en cuenta que este dispositivo se lo utiliza como último recurso para el paro de emergencia al momento de presentarse alguna

anomalía en su funcionamiento y evitar que los componentes del equipo sufran un daño irreversible.

ADQUISICIÓN Y CONTROL DE DATOS.

Para la automatización adecuada, la adquisición de datos y control del funcionamiento adecuado del equipo se procede a disponer el control a través de módulos de marca FULL GAGE cuales están dispuestos a través del equipo, utilizan el software SITRAD 4 para realizar la interface con un computador. Que dispone de controladores con pantallas led que nos permite observar de una manera precisa las diferentes lecturas de los sensores dispuestos en el banco de pruebas. Para el almacenamiento y correcto uso de los parámetros medidos a través del tiempo durante la ejecución de las diversas practicas utilizamos una unidad de almacenamiento de datos de la marca Full Gage modelo CONV32 la cual posee una conexión serial – USB para completar la interfase con el computador.

En el Anexo E se dispone las características técnicas de la unidad de almacenamiento y trato de datos CONV32 para su mejor entendimiento.

SENSOR DE PRESIÓN Y CONTROL DE PRESIÓN EN LA LINEA DE DESCARGA.

Seleccionamos el modulo para la presión de alta en función del sensor que se va a utilizar, este sensor transductor de presión modelo SB69-500A posee un rango de medida que va de los 0 a 500 PSI, acompañado con el módulo de control de presión marca FULLGAGE modelo PCT-400Ri plus, la salida de la medición del sensor es de 4 a 20 Ma. la cual puede ser recibida por el módulo. Como se mencionó anteriormente el rango de trabajo es de 100 a 250 PSI. Se colocó el sensor a la salida del compresor para que nos arroje la medida máxima de descarga.

Para una mayor comprensión en el Anexo F estarán dispuestas las características técnicas del módulo PCT-400Ri plus.

SENSOR DE PRESIÓN Y CONTROL DE PRESIÓN EN LA LINEA DE SUCCIÓN .

Ya que la medición y control de la presión para la línea de baja es exactamente la misma se seleccionó el mismo tipo modulo controlador pero el sensor en este caso es el siguiente: SB69-100A cual tiene un rango de medida que va desde los 0 a 100 PSI. Colocamos el sensor de presión a la entrada del compresor.

MANÓMETROS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN.

Para el control visual durante la operación del equipo y debido a la necesidad de registrar el cambio de presiones a través de todo el ciclo de refrigeración donde no se instaló sensores de presión, se dispuso manómetros de alta en la salida del sistema anexo de recuperación de calor y a la salida del condensador, a su vez para el control de la presión de baja se dispuso un manómetro a la salida de la válvula de expansión. Cada tipo de manómetro es dedicado al tipo de lectura y al tipo de fluido que pasa a través de este. Sea el caso de líquido o gas.

TERMOCUPLAS Y CONTROL DE TEMPERATURA EN LA LÍNEA DE SUCCIÓN.

Ya que el banco de pruebas está programado para trabajar dentro de un rango de temperaturas en el cubículo de la unidad evaporador (-12°C a 3°C) se procede a disponer a través de todo el ciclo termocuplas en la salida y entrada de cada uno de los dispositivos principales: Unidad Evaporadora, Compresor, Sistema anexo de Recuperación de Calor, Unidad Condensadora y Válvula de Expansión. Además conectamos a ella un módulo que nos ayuda a programar la apertura y el cierre de la

electroválvula solenoide y así poder regular el encendido y apagado del compresor, para esta tarea se seleccionó el módulo controlador de marca FULL GAGE y modelo TC-940Ri plus con un rango de medida que va entre -50°C y 300°C que se acopla con la termocupla del mismo fabricante.

Además para la adquisición de datos se instaló un módulo de marca FULLGAGE modelo: El TI-33Ri plus que nos permitirá obtener y visualizar los datos a través del software SITRAD.

Para una mejor comprensión del módulo TC-940Ri de control de temperatura se dispone sus características técnicas en el anexo F, como a su vez en el anexo G del módulo El TI-33Ri plus.

3.4.3.4.2. TUBERÍA DE SUCCIÓN.

Para asegurarnos de que ninguna cantidad refrigerante en fase líquida llegue al compresor se debe mantener un caudal másico óptimo para esta función.

Donde al ser una capacidad entre 293 y 879W y una longitud menor a los 8 metros el dimensionamiento de la tubería es de 3/8" con esto nos aseguramos de mantener la velocidad de descarga necesaria para que el equipo funcione con normalidad y la presión de succión óptima para no forzar en demasía al compresor.

Tabla 9.

Selección de Diámetro de tubería de descarga para longitudes equivalentes según capacidad frigorífica.

DIÁMETRO DE TUBERÍA PARA REFRIGERANTE R404A succión							
CAPACIDAD FRIGORIFICA			LONGITUD EQUIVALENTE				
Btu/hr	Kcal/hr	W	8m	15m	23m	30m	45m
1000	252	293	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
3000	756	879	3/8	3/8	5/8	5/8	5/8
4000	1008	1172	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
6000	1512	1758	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
9000	2268	2637	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8
12000	3024	3516	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8
15000	3780	4395	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8
18000	4536	5274	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8
24000	6048	7032	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8
30000	7560	8790	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8
36000	9072	10548	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8
42000	10584	12306	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8
48000	12096	14064	1 1/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8
54000	13608	15822	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8
60000	15120	17580	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8
66000	16632	19338	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8
72000	18144	21096	1 3/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
78000	19656	22854	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
84000	21168	24612	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8
90000	22680	26370	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8
120000	30240	35160	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8
150000	37800	43950	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8
180000	45360	52740	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8
210000	52920	61530	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	3 1/8
240000	60480	70320	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	3 1/8

(DANFOSS Manual R404A, 2010)

3.4.3.5. SISTEMA INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.

Se seleccionó un intercambiador de calor que permita observar con facilidad el principio de recolección de calor y aprovechamiento del sobrecalentamiento por compresión de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. El equipo que funciona normalmente al 50 % de su capacidad.

Se seleccionó un circuito abierto de transferencia interna de H₂O como fluido de recuperación en sentido contracorriente del que posee el refrigerante en el ciclo de compresión, utilizando tres criterios importantes para la realización de las diversas prácticas de laboratorio: primero el equipo es netamente didáctico por lo que la capacidad del sistema es muy pequeña menor a 0.25 TR, la capacidad de absorción del intercambiador de calor anexo proveniente del flujo de R404A debe ser el mínimo posible para no alterar en gran medida el funcionamiento normal del ciclo de compresión de vapor (de ninguna manera debe ser este perjudicial a la capacidad del equipo ni al desempeño de sus componentes durante su utilización) y tercero debe a pesar de ser un flujo muy pequeño de calor absorbido representar y testificar la capacidad de adherir un sistema anexo que permita la recuperación del calor en función del principio de cogeneración.

Para su utilización es necesario poner en práctica que el área de transferencia de calor sea la mínima requerida para evidenciar un intercambio y aprovechamiento de calor del sobrecalentamiento del compresor.

El sistema de intercambiador de calor se lo realizó con un espiral de tubería de cobre donde tendrá un flujo positivo el refrigerante a la salida del Compresor del cual está dispuesto y conectado a la entrada del condensador principal de la unidad condensadora este a su vez está colocado en un recipiente que facilita la absorción del calor y a su vez permite visualizar fácilmente el principio de transferencia de calor, la entrada y salida del fluido H₂O se encuentra conectado en la parte inferior del mismo,

dispuesto la entrada a mayor altitud y la salida en la base del recipiente. Para generar el efecto de termosifón y lograr que el fluido: salga a la misma medida que entra con presión positiva y absorba el calor directamente de la tubería principal del circuito de refrigeración.

El flujo de calor transmitido hacia el agua debe ser el mínimo posible por lo que se debe configurar la entrada y salida del fluido que no sea mayor a 0.0025 lt/seg.

En el capítulo 5 se explicara de mejor manera la configuración del caudal volumétrico de entrada y salida del fluido H₂O.

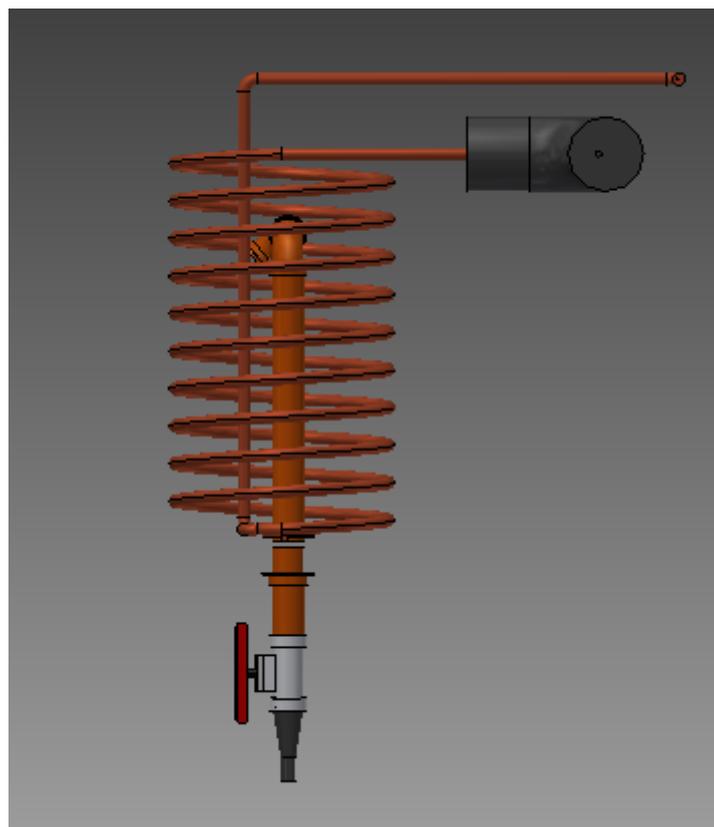


Figura 65. Esquema Intercambiador anexo

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN

4.1 PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.

Una vez que se concluyó la etapa de diseño, selección de equipos y dimensionamiento de la máquina; se procede con la construcción del mismo en base de los datos que se obtuvo en el diseño procurando cumplir cada tarea que necesitamos que la misma desarrolle para poder realizar un correcto análisis de las practicas enfocadas al análisis del efecto de sobrecalentamiento y el principio de cogeneración de un sistema de refrigeración simple por compresión de vapor.

4.2. ESTRUCTURA METÁLICA Y TABLERO DE MONTAJE.

Al determinar las dimensiones que va a tener nuestra mesa y el tablero donde va a estar ubicada sobre ella la parte de la instrumentación, equipos, componentes accesorios y el panel de control para el banco de pruebas se procederá al ensamblaje de la misma como se detalla en las siguientes figuras:



Figura 66. Mesa de apoyo



Figura 67. Tablero de ubicación

4.3. UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES EN EL TABLERO Y MESA.

Una vez construido el tablero y la mesa planificamos la distribución de los equipos, accesorios, instrumentación y los elementos de control eléctrico que fueron seleccionados en el capítulo 3 para que nuestro sistema de refrigeración este presentable para cada persona que realice prácticas en él.

El equipo realizado tiene la disposición para que se pueda interactuar en el cómoda, segura y confiadamente variando la utilización de dos resistencias que tiene incorporadas en la cámara de refrigeración, y un sistema de sobrealimentación realizado por un intercambiador de calor que está instalado a las salida del compresor, el cual tiene la facultad de trabajar con flujo de aire o agua; todos estos están instalados con elementos de control digital para mayor ventaja en la toma de datos, control de temperatura y presiones con salida a la computadora.

4.3.1. EQUIPOS.

INSTALACIÓN DE LA UNIDAD DE CONDENSADORA.

Al realizar la instalación de la unidad condensadora se debe ubicar en un sitio en el cual pueda circular el aire libremente por el condensador, por lo que se le ubico en un extremo de la mesa evitando alguna obstrucción y de fácil acceso para mantenimiento del mismo.



Figura 68. Instalación de la Unidad Condensadora

INSTALACIÓN DEL EVAPORADOR.

Al instalar el evaporador en la cámara de congelamiento la ubicamos al lado derecho de la cámara ya que era el mejor sitio para que se pueda ubicar el ventilador del mismo, y quedo comprobado que abarca todo el lugar.



Figura 69. Instalación de la Unidad de Congelamiento

INSTALACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

El serpentín del intercambiador de calor lo ubicamos de tal forma que al llenarlo con agua este lo cubra completamente.



Figura 70. Instalación del Intercambiador de Calor.

4.3.2. ELEMENTOS DE CONTROL ELÉCTRICO.

Los elementos de control eléctricos son controladores que se encuentran en el panel midiendo la temperatura en la cámara de enfriamiento y presiones de baja y alta del sistema:

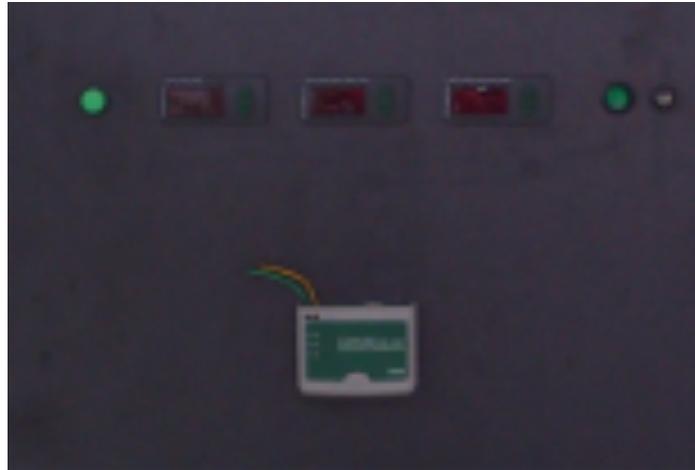


Figura 71. Elementos de Control Eléctrico

4.4. MONTAJE.

Una vez terminada la instalación de la unidad condensadora, el intercambiador de calor y la unidad de congelamiento que realizará el montaje de los accesorios como lo es el visor del líquido, la válvula solenoide, el filtro, entre otros y el sistema de tuberías.

4.4.1. ACCESORIOS Y TUBERÍAS.

Los accesorios colocados fueron ubicados según la utilidad que se los va a dar en las prácticas que se llevarán a cabo, las tuberías fueron ubicadas de manera que estén en una distribución estética y optimizando el espacio.

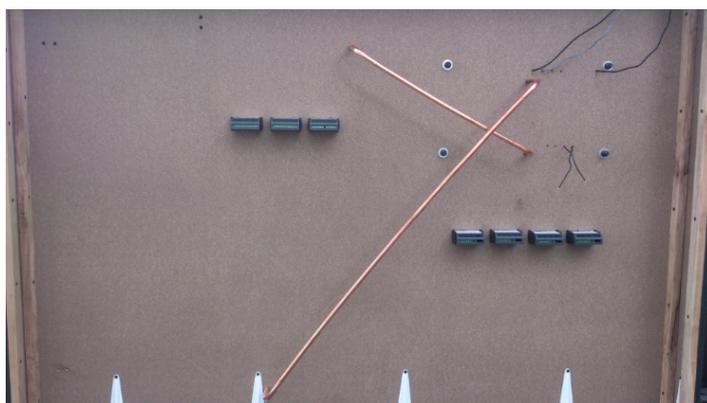


Figura 72. Accesorios y Tuberías

4.4.2. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN NECESARIA, ACCESORIOS Y EQUIPOS.

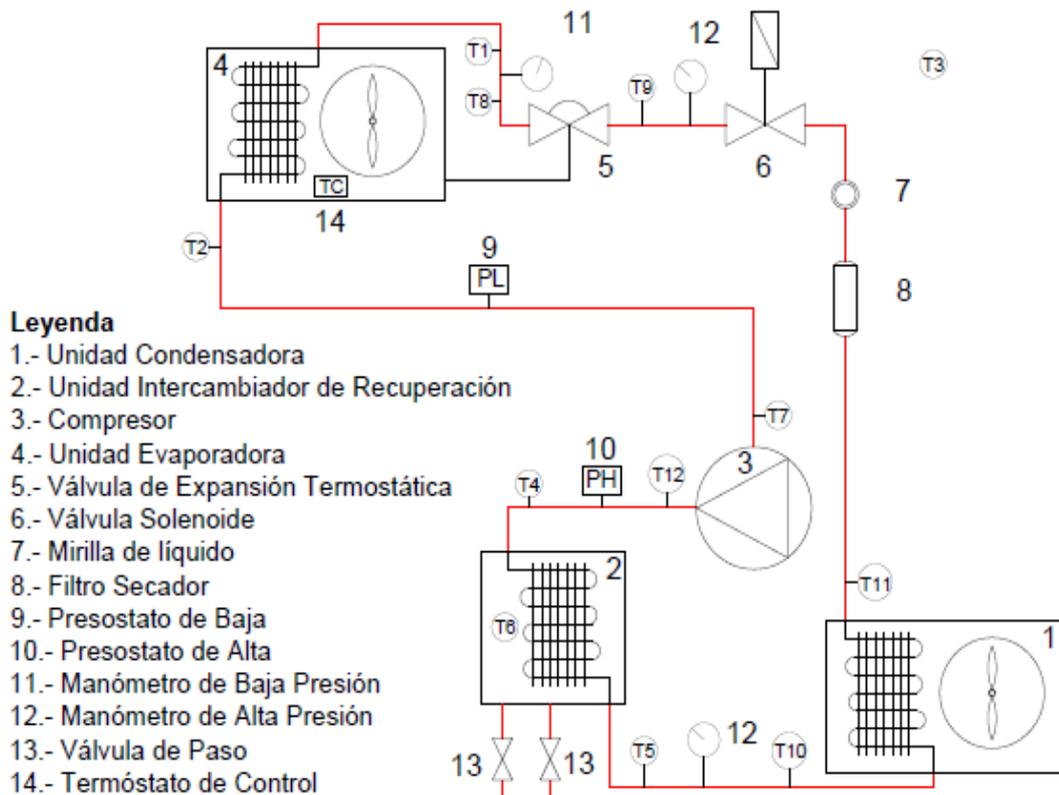


Figura 73. Diagrama Unifilar del Sistema de Refrigeración

En el diagrama unifilar podemos observar que tenemos algunos puntos en los cuales se da un control a la toma de temperaturas y presiones, que nos servirán para la obtención de los datos con los cuales podremos analizar las distintas prácticas.

MANÓMETROS.

En nuestro sistemas existe dos presostatos los cuales nos sirven para controlar la presión de alta y de baja del sistema que van comunicados con la automatización del sistema para detectar presiones fuera del rango dado.

También se tiene manómetros de alta y baja presión para tener datos de las presiones de entrada y salida en cada equipo del sistema de refrigeración, los cuales se encuentran en la figura:

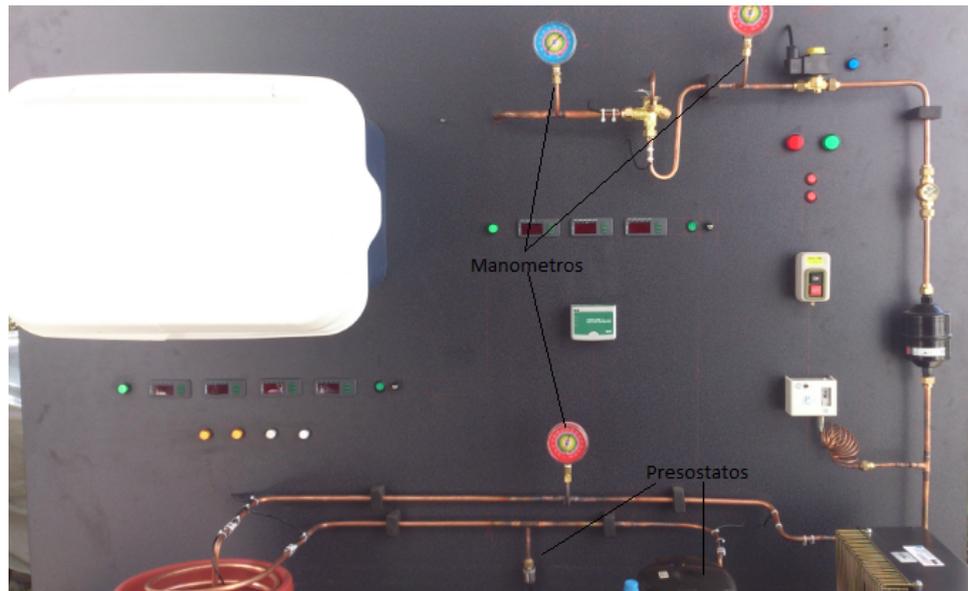


Figura 74. Presostatos y Manómetros

TERMÓMETROS.

Los termómetros son muy esenciales a la hora de analizar el funcionamiento del sistema ya que nos permite saber que temperatura existe en cada entrada o salida de cada equipo, el banco de pruebas tiene un total de 12 termocuplas y dos termostatos.

4.5 INSTALACIÓN ELÉCTRICA.

El equipo tiene la mayoría de la instalación eléctrica en el interior del tablero, la cual está diseñada para que desactive el compresor si los presostatos dan una señal que no esté programada para recibir, a su vez el

termostato que se encuentra en la cámara de refrigeración si llega a las temperaturas indicadas apaga la válvula solenoide y hace que se apague el compresor.

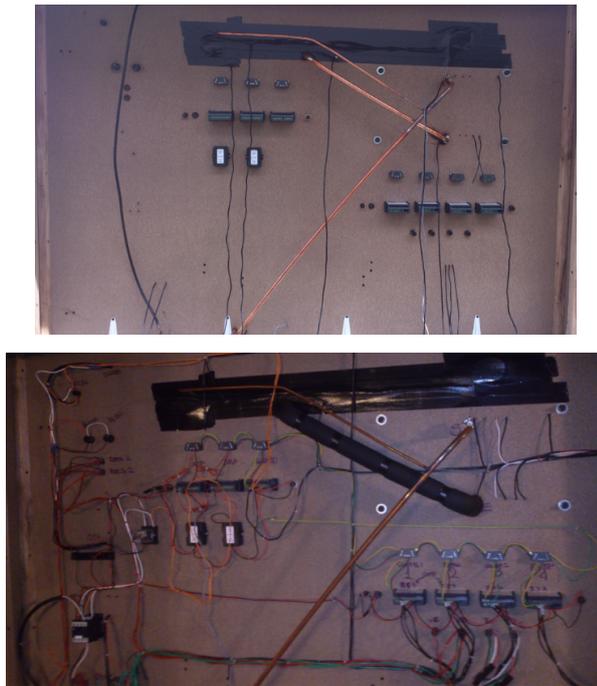


Figura 75. Instalación Eléctrica

Estas presiones y temperaturas en cada punto del sistema son registradas por los controladores que tiene la máquina y son enviadas a nuestro receptor de datos CONV32, por el cual se da la interface computador – máquina, siendo el programa Sitrad quien recepta los datos en el computador y los analiza.



Figura 76. Tarjeta de Almacenamiento de Datos CONV32

4.5.1 DIAGRAMA DE CONEXIÓN ELÉCTRICA

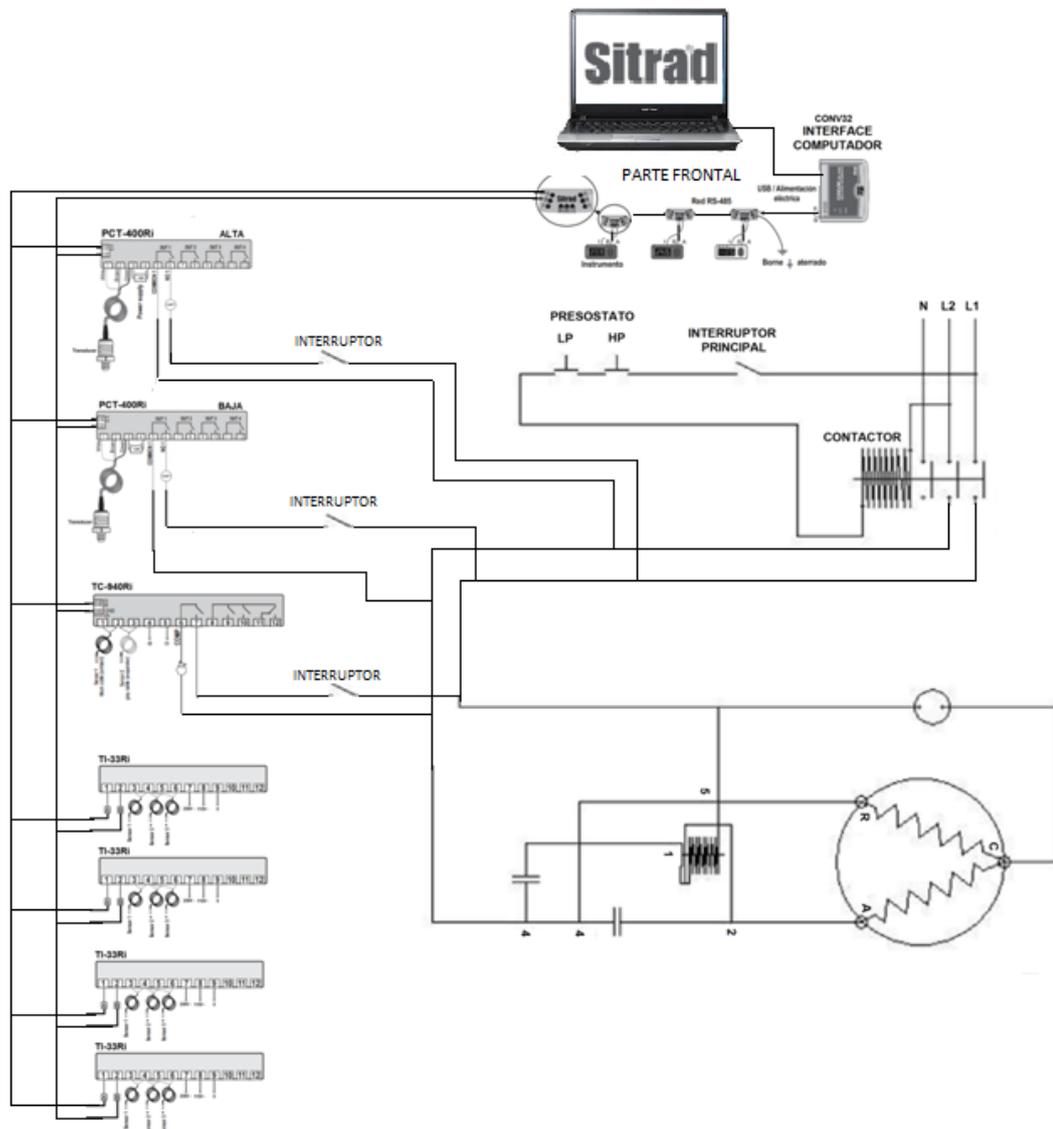


Figura 77. Diagrama de Conexión Eléctrica del Banco de Pruebas

CAPÍTULO V

PRUEBAS, GUÍAS DE PRÁCTICAS Y MANUAL DE OPERACIÓN DEL EQUIPO.

5.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

5.1.1 PROCESO DE ENCENDIDO.

PUESTA EN MARCHA SIN INTERCAMBIADOR ANEXO:

- a) Verificar que la cámara de refrigeración este cerrada y de preferencia intentar no abrir la misma durante las prácticas a realizar.
- b) Debemos conectar el banco de pruebas a la conexión eléctrica antes especificada, una vez conectada nos cercioramos que el foco indicador de color rojo este encendido, este foco indicador se encenderá siempre que el banco de pruebas esté conectado o detenga su funcionamiento.
- c) Verificar que los fusibles estén conectados, ya que por medidas de seguridad fueron instalados dos fusibles para que el banco de pruebas sea encendido solo con autorización de la persona responsable de este.
- d) Procedemos a encender los controladores del banco de pruebas con los botones de color verde que están ubicados en el tablero.
- e) Encendemos el banco de pruebas con la botonera principal on/off y verificamos lo siguiente:
 - Si el banco de pruebas no arranca tendremos que conectar nuestro arranque manual que fue instalado bajo la máquina para poder ayudar en el arranque del banco de pruebas una vez que se

equilibren las presiones en todas las líneas, este arranque debe estar conectado no más de 20 segundos o hasta que nuestras presiones lleguen a su estado normal.

- Una vez encendido el banco de pruebas se encenderá un foco azul que está ubicado a un lado del foco rojo, apagándose el foco rojo.
 - Una vez arrancado el banco de pruebas debemos verificar que nuestros ventiladores estén encendidos tanto el del evaporador como el del condensador, con los botones indicadores de color blanco ubicados en el tablero, estos siempre que la máquina esté en funcionamiento deben estar encendidos.
- f) Para realizar la primera toma de datos se realizará la práctica en estas condiciones.
- g) Para realizar la segunda condición de toma de datos se debe prender la primera resistencia con el botón rojo pequeño que se encuentra ubicado sobre nuestra botonera principal on/off
- h) Verificamos que la resistencia este prendida con el foco indicador de color amarillo ubicado bajo la cámara de refrigeración.
- i) Para realizar la tercera condición de toma de datos se debe prender la segunda resistencia con el otro botón rojo también ubicado sobre nuestra botonera principal on/off.
- j) Verificar si la resistencia esta prendida con el otro foco indicar de color amarillo.

PUESTA EN MARCHA CON SISTEMA ANEXO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR:

- a) Verificar que la cámara de refrigeración este cerrada y de preferencia intentar no abrir la misma durante las prácticas a realizar.
- b) Conectar la manguera de salida al desagüe.
- c) Abrir el paso de agua y controlar que el intercambiador de calor se llene.
- d) Abrir la salida de agua para que exista un flujo continuo de entrada y salida de agua, controlando que no se vacíe el intercambiador de calor.
- e) Conectar el banco de pruebas a la conexión eléctrica antes especificada, una vez conectada, cercioramos que el foco indicador de color rojo este encendido, este foco indicador se encenderá siempre que el banco de pruebas esté conectado o detenga su funcionamiento.
- f) Verificar que los fusibles estén conectados, ya que por medidas de seguridad fueron instalados dos fusibles para que el banco de pruebas sea encendido solo con autorización de la persona responsable de este.
- g) Procedemos a encender los controladores del banco de pruebas con los botones de color verde que están ubicados en el tablero.
- h) Encendemos el banco de pruebas con la botonera principal on/off y verificamos lo siguiente:
 - Si el banco de pruebas no arranca tendremos que conectar nuestro arranque manual que fue instalado bajo la máquina para poder ayudar en el arranque del banco de pruebas una vez que se

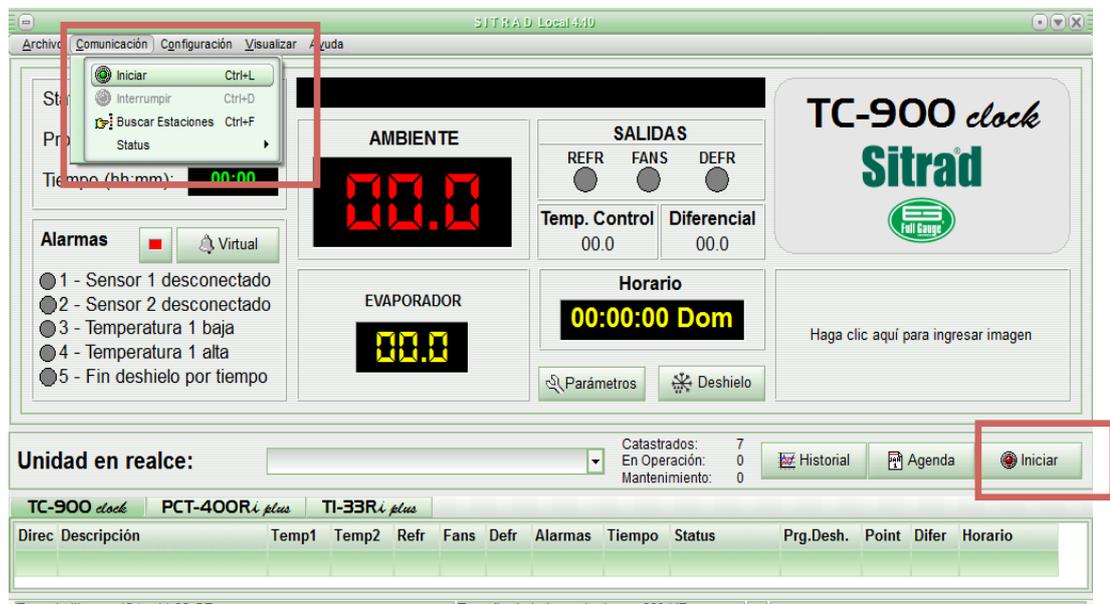
equilibren las presiones en todas las líneas, este arranque debe estar conectado no más de 20 segundos o hasta que nuestras presiones lleguen a su estado normal.

- Una vez encendido el banco de pruebas se encenderá un foco azul que está ubicado a un lado del foco rojo, apagándose el foco rojo.
 - Una vez arrancado el banco de pruebas debemos verificar que nuestros ventiladores estén encendidos tanto el del evaporador como el del condensador, con los botones indicadores de color blanco ubicados en el tablero, estos siempre que la máquina esté en funcionamiento deben estar encendidos.
- i) Para realizar la primera toma de datos se realizará la práctica en estas condiciones.
- j) Para realizar la segunda condición de toma de datos se debe prender la primera resistencia con el botón rojo pequeño que se encuentra ubicado sobre nuestra botonera principal on/off
- k) Verificamos que la resistencia este prendida con el foco indicador de color amarillo ubicado bajo la cámara de refrigeración.
- l) Para realizar la tercera condición de toma de datos se debe prender la segunda resistencia con el otro botón rojo también ubicado sobre nuestra botonera principal on/off.
- m) Verificar si la resistencia esta prendida con el otro foco indicar de color amarillo.

5.1.2 PROCESO DE TOMA DE DATOS.

Se va utilizar el software SITRAD LOCAL 4.1 para la toma de datos por lo que se detallará los pasos a seguir para la obtención de los datos, de la manera más precisa:

- Referirse al procedimiento de encendido del equipo sea este con intercambiador o no de calor.
- Interactuar mediante el cable USB que se encuentra conectado al equipo de la siguiente manera a una PC que posea el programa instalado el software SITRAD LOCAL 4.10
- Ir al menú de comunicación que se encuentra en la esquina superior izquierda e iniciar la conexión del programa con el banco de pruebas para poder realizar la toma de datos a cualquier hora o en el botón de Iniciar que se encuentra en la esquina inferior a la derecha; que se encuentra detallado a continuación.



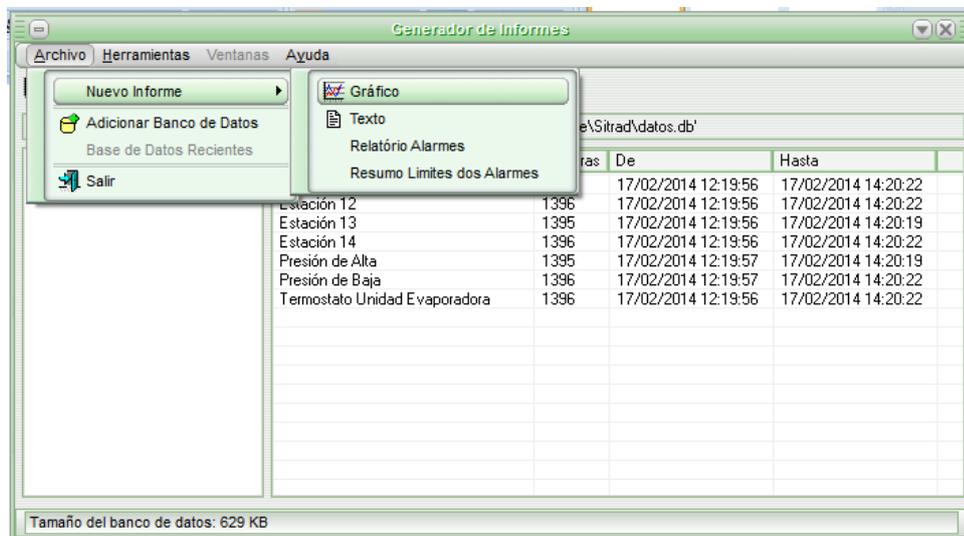
- Esperar un ciclo de encendido completo del banco de pruebas (un ciclo completo de trabajo de funcionamiento normal del equipo está comprendido entre un régimen entre la temperatura de 3°C hasta -12°C

en el habitáculo del evaporador; en la línea de baja para realizar el trabajo debe estar comprendido en el rango de 10psi que el compresor es apagado y 40 psi al llegar a este el compresor se enciende; en la línea de alta que no es muy normal que actúe en el encendido o apagado del banco esta calibrado en un rango de 250psi para apagar el compresor y 120psi para encender el compresor).

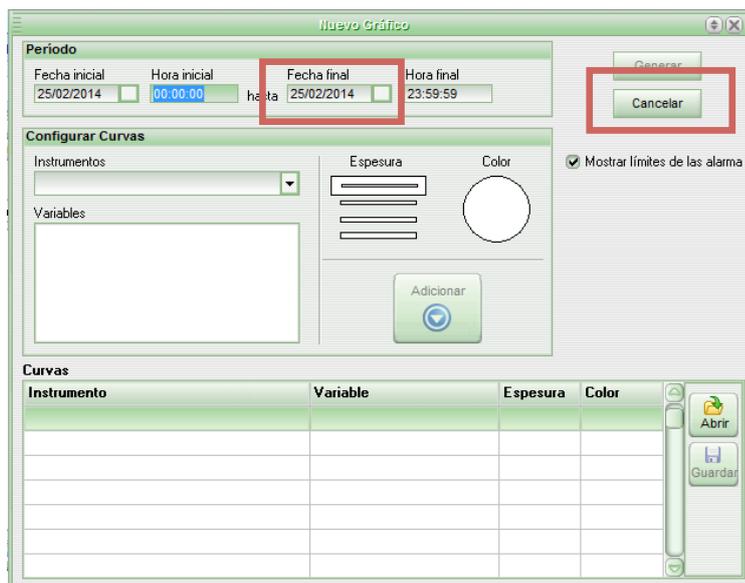
- e) Una vez terminado el ciclo esperar a que el banco de pruebas se estabilice, que vuelva a sus parámetros de inicio para que esta arranque normalmente.
- f) Tomar la hora exacta a la que el banco de pruebas arranca y cuando esta se apaga.
- g) Volver a la pantalla de inicio del software SITRAD y seleccionar el botón historial.



- h) Estando en Historial aparece una pantalla en la que se procede a escoger nuevo gráfico.



- i) Aquí aparece una pantalla en la que debemos detallar nuestro rango de tiempos en las que el banco de pruebas se inició y finalizó el proceso.



- j) Escoger los equipos que están tomando los datos; en la opción instrumentos debemos ir ubicando cada estación que tenemos y agregando las opciones de los datos que queremos analizar. En la siguiente tabla se encuentra dispuesto la descripción de cada una de los datos de acuerdo a su estación de trabajo. Se debe seleccionar los datos requeridos para realizar la práctica y agregarlos usando el botón Adicionar.

Tabla 10.

Descripción según tipo de Estación en el software SITRAD 4.10

ESTACIÓN	REFERENCIA
Estación 11	T1,T2,T3
Estación 12	T4,T5,T6
Estación 13	T7,T8,T9
Estación 14	T10,T11,T12
Estación 15	Thabitáculo evaporador
Estación 16	Presión de baja
Estación 17	Presión de alta

Nuevo Gráfico

Período
 Fecha inicial: 25/02/2014 00:00:00 hasta Fecha final: 25/02/2014 23:59:59
 Generar / Cancelar

Configurar Curvas
 Instrumentos: [Dropdown] Espesura: [Input] Color: [Input] Mostrar límites de las alarma
 Variables: [Empty List] Adicionar [Button]

Curvas

Instrumento	Variable	Espesura	Color

Abrir / Guardar

Nuevo Gráfico

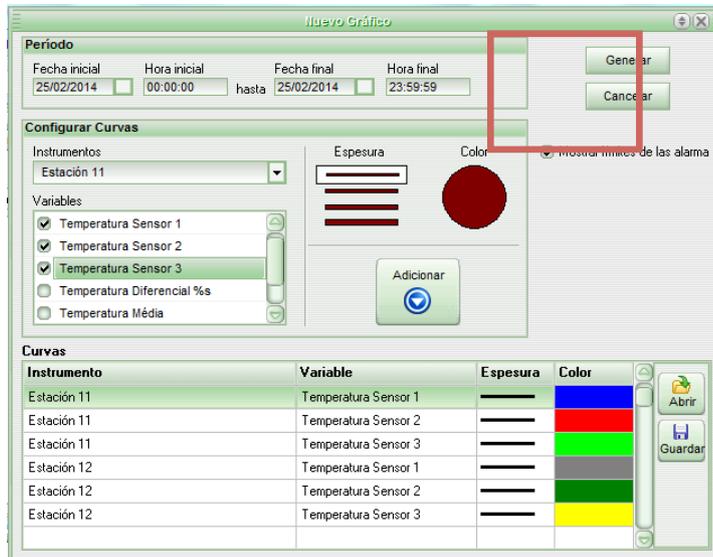
Período
 Fecha inicial: 25/02/2014 00:00:00 hasta Fecha final: 25/02/2014 23:59:59
 Generar / Cancelar

Configurar Curvas
 Instrumentos: [Dropdown] Espesura: [Input] Color: [Input] Mostrar límites de las alarma
 Variables: [Empty List] Adicionar [Button]

Curvas

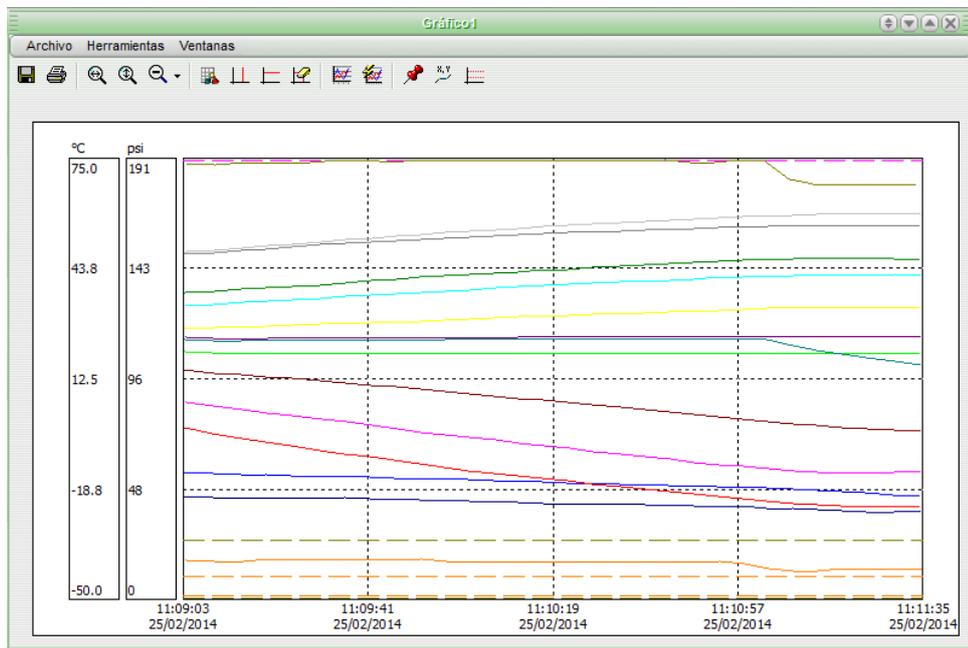
Instrumento	Variable	Espesura	Color

Abrir / Guardar

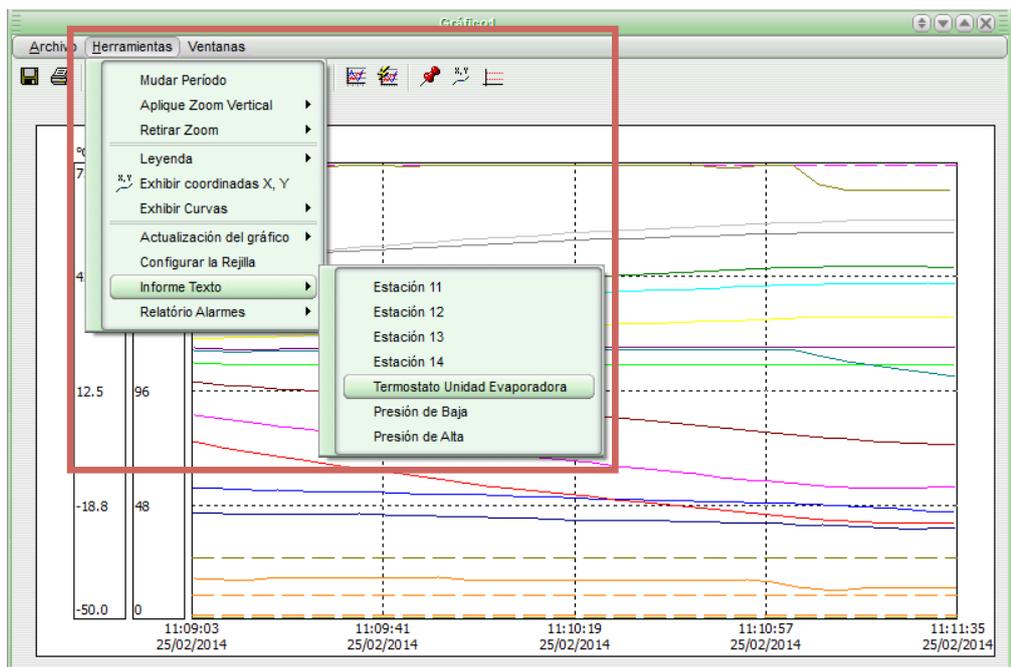


Nota: Para las estaciones de la 11 a la 14 se debe seleccionar únicamente las primeras 3 opciones de temperatura que se encuentran dispuestas en cada una de las estaciones, para la estación 15 referente a la temperatura del habitáculo del evaporador se debe seleccionar únicamente la opción “Temperatura ambiente”; y para la estación 16 y 17 se debe seleccionar la opción presión para ambas estaciones.

- k) Una vez adicionado todos los datos escoger la opción generar para que se genere la gráfica del comportamiento de los diversos instrumentos de medición a través del periodo seleccionado.



- l) Generada la gráfica escogemos en el menú herramientas-Informe de texto para obtener los datos a una hora exacta.



- m) El primer dato que debemos obtener es del habitáculo del evaporador(estación 15) que va a ser la referencia a la cual obtendremos todos los datos a la misma hora(sugerencia la temperatura referencial será -10°C)

TC-900 clock - Termostato Unidad Evaporadora

Fecha	Hora	Temp Ambiente	Temp Evaporador	REFR	FANS	DEFR	Etap
25/02/2014	11:10:02	-4.0	-22.7	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:07	-4.8	-22.9	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:12	-5.7	-23.3	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:17	-6.5	-23.7	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:22	-7.3	-23.9	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:27	-8.1	-24.3	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:33	-8.9	-24.5	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:38	-9.6	-24.7	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:43	-10.3	-24.9	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:48	-11.1	-25.4	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:53	-11.8	-25.7	Conectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:10:59	-12.4	-26.1	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:04	-12.9	-26.7	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:09	-13.7	-27.5	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:14	-13.9	-27.8	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:19	-14.1	-28.2	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:24	-14.1	-28.2	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:30	-14.1	-28.2	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración
25/02/2014	11:11:35	-13.7	-28.2	Desconectado	Conectado	Desconectado	Refrigeración

- n) Se repite la acción para obtener los datos de las diferentes estaciones en la hora más cercana en la que se produjo la temperatura referencial que tomamos, en la tabla de datos que se muestra en el Anexo I

5.1.3 RESULTADOS.

Tabla 11.

Presentación de Resultados de Operación de Banco de Pruebas Bajo diversos regímenes de trabajo.

Número	SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO			CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO		
	Sin Resistencia	Con una Resistencia encendida	Con dos Resistencias encendidas	Sin Resistencia	Con una Resistencia encendida	Con dos Resistencias encendidas
Resistencias Encendidas en el Evaporador						
T Ref	-10	-10	-10	-10	-10	-10
Habitáculo Evaporador						
T1 (°C)	-14	-14.2	-15.4	-18	-18.2	-21.8
T2 (°C)	-38.7	-37.9	-37.4	-49.6	-41.9	-43.1
T3 (°C)	20.7	20.3	21.3	19.6	20.6	20.2
T4 (°C)	53.5	51	60.9	47.2	66.3	67.1

continúa

T5 (°C)	34.7	34.2	42.6	23.5	27.7	25.8
T6 (°C)	27.1	26.9	30.5	20.8	23.1	24.4
T7 (°C)	7	7.3	6.4	9.9	7.9	6.7
T8 (°C)	-38.8	-38	-37.5	-49.7	-42	-43.2
T9 (°C)	24.7	23.5	25.3	20.3	23.7	22.6
T10 (°C)	30.9	30.5	32.1	23.2	26.7	25.4
T11 (°C)	24.9	24.6	25.7	21.9	24.5	23.3
T12 (°C)	51.9	50.1	60.3	47.6	69.2	71
P1 (PSI)	197	200	200	170	190	180
P2 (PSI)	23	25	25	15	20	20
P3 (PSI)	16.7	17	20	12.5	15	17
P4 (PSI)	192.7	191.7	200	170	185	185
P5 (PSI)				170	190	180
Caudal H2O(ml/s)	NO	NO	NO	2.6	2.6	2.6

Nota: Los datos son producto de los promedios obtenidos de una bitácora de datos realizados en secuencia donde se sometió al equipo a los diversos regímenes de trabajo.

5.1.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Tabla 12.

Comparación de datos en el banco de pruebas sin y con sistema anexo

Número de Resistencias Encendidas	Sin Resistencia		Con una Resistencia encendida		Con dos Resistencias encendidas	
Evaporador						
T1 (°C)	-14	-18	-14.2	-18.2	-15.4	-21.8
T2 (°C)	-38.7	-49.6	-37.9	-41.9	-37.4	-43.1
T3 (°C)	20.7	19.6	20.3	20.6	21.3	20.2
T4 (°C)	53.5	47.2	51	66.3	60.9	67.1
T5 (°C)	34.7	23.5	34.2	27.7	42.6	25.8
T6 (°C)	27.1	20.8	26.9	23.1	30.5	24.4
T7 (°C)	7	9.9	7.3	7.9	6.4	6.7

continúa 

T8 (°C)	-38.8	-49.7	-38	-42	-37.5	-43.2
T9 (°C)	24.7	20.3	23.5	23.7	25.3	22.6
T10 (°C)	30.9	23.2	30.5	26.7	32.1	25.4
T11 (°C)	24.9	21.9	24.6	24.5	25.7	23.3
T12 (°C)	51.9	47.6	50.1	69.2	60.3	71
P1 (PSI)	197	170	195	190	200	180
P2 (PSI)	23	15	25	20	25	20
P3 (PSI)	20.7	12.5	21.5	17	22	17
P4 (PSI)	192.7	170	191.7	185	200	185
P5 (PSI)	197	170	195	190	200	180
Caudal H2O(ml/s)	NO	2.6	NO	2.6	NO	2.6

Para analizar el comportamiento del equipo cuando el sistema anexo se encuentra en operación debemos comparar las diferentes variables que nos arroja el equipo durante su utilización con aquellas cuando el sistema anexo no se encuentra en función. En la tabla 12 se puede observar la comparación del mismo régimen de trabajo siendo el patrón de comparación si es que está en función o no el sistema anexo.

Se observa claramente que al momento de poner en función el sistema anexo en todos los casos la presión se disminuye propia del fenómeno de recolección de calor por parte del intercambiador de calor anexo esto evidencia que al enfriar al fluido que sale del compresor hacia el sistema anexo produce que el refrigerante se enfríe, produciendo un efecto deseable al momento de analizar la capacidad total equipo,

Para observar de mejor manera la relación de los datos con el ciclo termodinámico de refrigeración de vapor para cada uno de los diferentes casos se presenta los siguientes gráficos de Presión Vs Entalpia del refrigerante R404A donde se expresan por cada uno de los puntos de temperatura y presión en cada dispositivo instalado en el sistema siendo, siendo cada uno de los puntos relacionados en las diferentes graficas corresponden a:

Para el punto 1: Entrada al Compresor.

Para el punto 2: Salida del Compresor.

Para el punto 3: Entrada al Intercambiador Anexo.

Para el punto 4: Salida del Intercambiador Anexo.

Para el punto 5: Entrada al Condensador.

Para el punto 6: Salida del Condensador.

Para el punto 7: Entrada a la Válvula de Expansión.

Para el punto 8: Salida de la Válvula de Expansión.

Para el punto 9: Entrada al Evaporador.

Para el punto 10: Salida del Evaporador.

Diagrama P vs H sin intercambiador Anexo sin resistencias prendidas en el Evaporador.



Diagrama P vs H Sin intercambiador Anexo Con una resistencia prendida en el Evaporador.

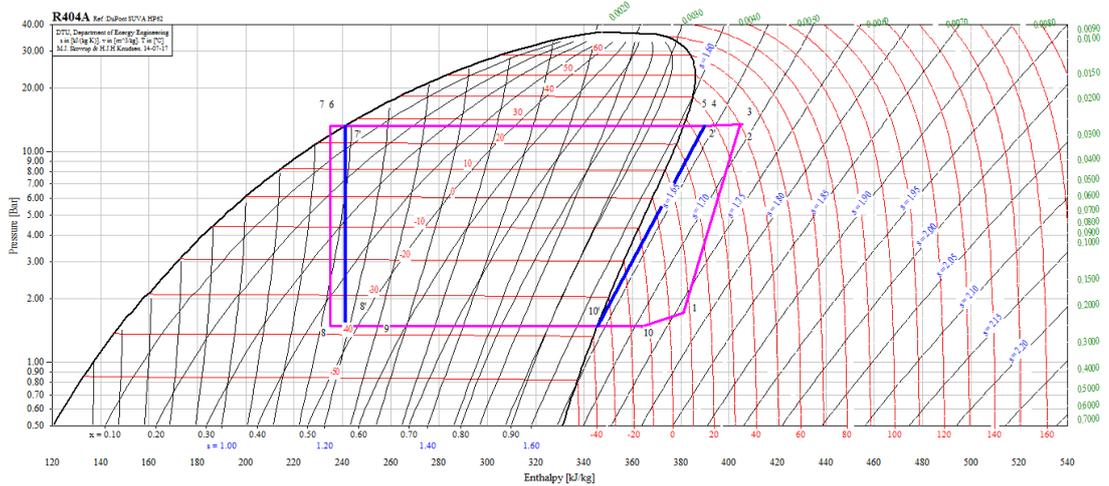


Diagrama P vs H Sin intercambiador Anexo Con dos resistencias prendidas en el Evaporador.

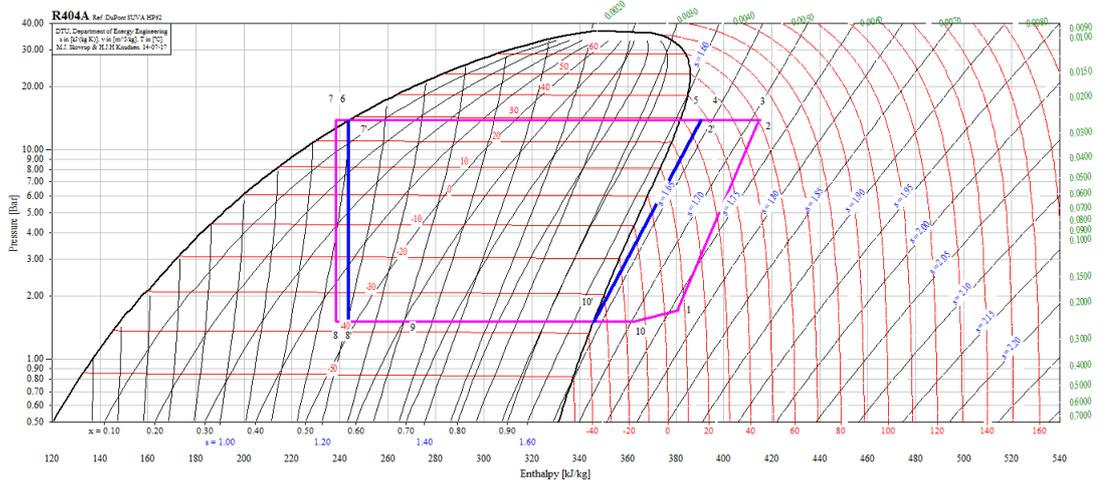


Diagrama P vs H Con intercambiador Anexo Sin resistencias perdidas en el Evaporador.

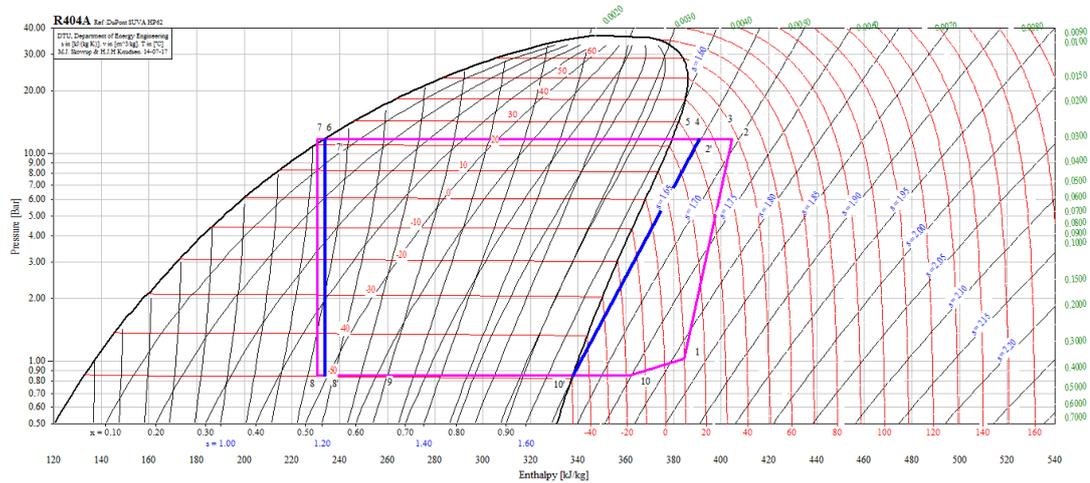


Diagrama P vs H Con intercambiador Anexo Con una resistencia perdida en el Evaporador

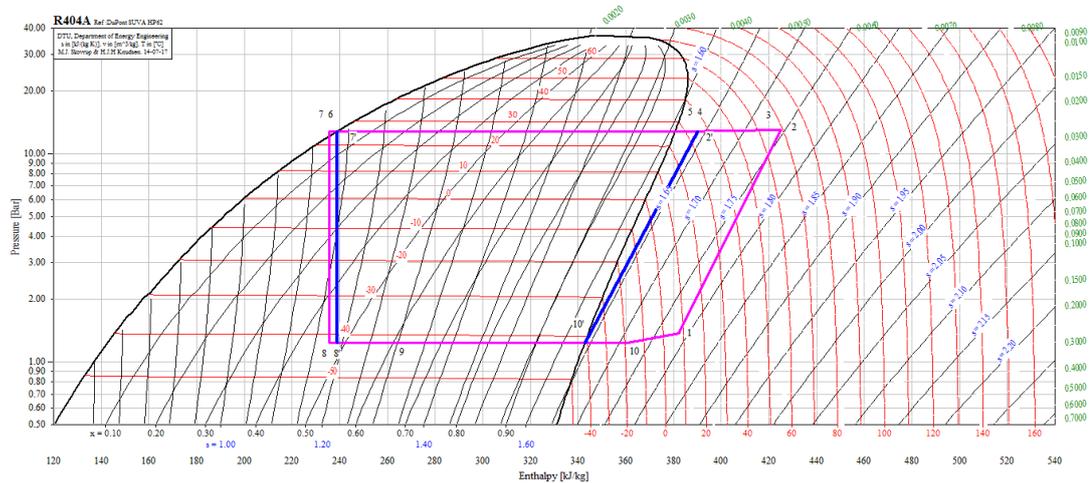
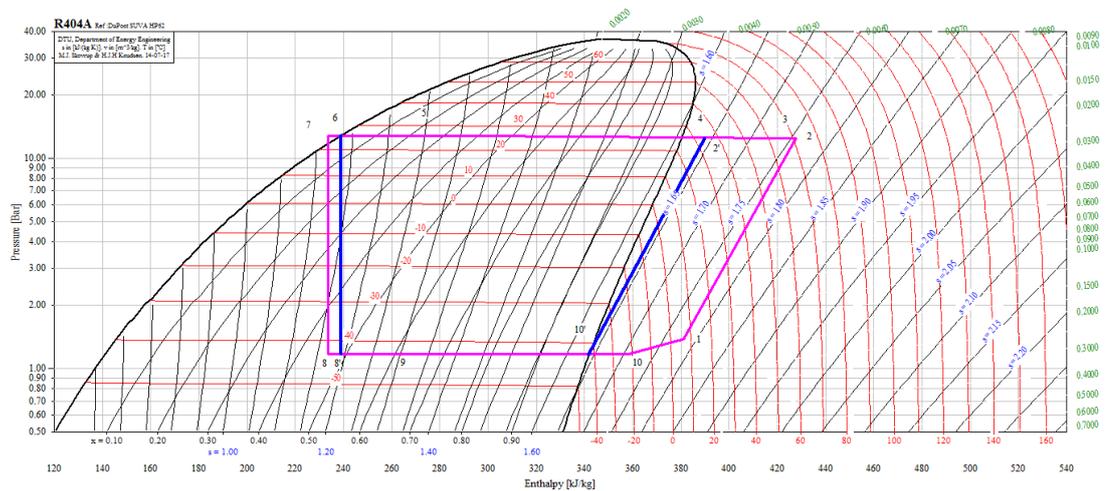


Diagrama P vs H con intercambiador Anexo con dos resistencias predefinidas en el Evaporador.



Al analizar los diferentes gráficos se observa que en la totalidad de los casos el sistema responde al comportamiento real de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de una sola etapa. Se mantienen la presión estable no existen saltos ni pérdidas de presión notables en sus líneas de alta y baja presión. Se evidencia además los fenómenos de sobrecalentamiento y sub enfriamiento del ciclo. Su gran diferencia radica en los rangos de presiones donde el intercambiador de calor anexo se encuentra en operación, se observa que la diferencia de presiones donde trabaja el equipo es mayor a cuando el dispositivo anexo no se encuentra en operación, de esta manera se procede a comprobar que el dispositivo enfría el refrigerante a la salida del compresor permitiendo que el efecto refrigerante en el equipo sea mayor cuando se utiliza el sistema anexo al momento de realizar las diferentes prácticas de laboratorio podrá evidenciarse de una manera más clara.

5.2 ELABORACIÓN DE GUÍAS DE LABORATORIO.

Con la finalidad de que los estudiantes entiendan y comprendan de mejor manera el comportamiento de un ciclo termodinámico de compresión

de vapor para el caso de la Refrigeración es necesario analizar a profundidad la forma que el ciclo se comporta bajo varios parámetros de funcionamiento.

Partiendo del caso teórico y su posterior comprobación con el desarrollo del análisis experimental podemos comparar ambos casos y determinar la exactitud con la que se puede predecir un fenómeno termodinámico.

Conocer que el mejor parámetro para determinar a ciencia cierta el desenvolvimiento del banco de pruebas es analizar su eficiencia. Por lo que el método de análisis de la eficiencia del banco de pruebas es a priori necesariamente mientras más minucioso posible dará un reflejo más real del comportamiento del ciclo termodinámico por compresión a vapor, por lo que las practicas están encaminadas a no solo obtener un valor de la eficiencia de operación en función de un balance de energía sino a su comparación con los valores obtenidos al momento de realizar un balance exergético. Dando la importancia necesaria de realizar este procedimiento y sus beneficios al momento de obtener valores más cercanos a los esperados, o a su vez obtener valores más reales y útiles al momento de generar un equipo más eficiente. Se debe tomar en cuenta que al momento de realizar la práctica de laboratorio debe mantener y cumplir los diversos procedimientos: Encendido que se encuentra en el apartado 5.1.1, el de apagado que se encuentra en el manual de operación y es referente al apartado 5.3, y a los manuales de operación normal del equipo y de Riesgo pertenecientes a los anexos J y K respectivamente.

Además se debe conocer que para alargar la vida útil del equipo como también de sus componentes está relacionado con el cumplimiento de su proceso de mantenimiento preventivo el cual se explica en el apartado 5.4. De esta manera se cumplirá con los objetivos planteados por cada una de las practicas dispuestas para el laboratorio del DECEM y que al momento de realizarlas arrojen los datos más fieles y que se las realice manteniendo la seguridad de los operadores tanto como del equipo de laboratorio.

En el Anexo M se podrá observar los resultados del análisis de datos obtenidos al realizar un análisis del rendimiento energético vs el rendimiento exergético.

5.2.1. ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO.

Para esta práctica el estudiante se acercará al tema de análisis de la eficiencia, comenzando a comprender el comportamiento del equipo en función de las diversas variables arrojadas por el banco de pruebas. Podrá obtener un primer valor relacionado a la eficiencia energética.

El equipo funcionará en tres diferentes regímenes de trabajo en los cuales se dispondrá de encender para cada ciclo de funcionamiento del banco de pruebas una resistencia por vez, las mismas que se encuentra en la unidad evaporadora. Se procederá a la toma de datos y al análisis de los mismos, mediante cálculo dar un primer valor de eficiencia del equipo.

Se debe remitir al Anexo L donde se podrá observar la Guía de Laboratorio 1 y conocer los objetivos planteados referentes a la guía de la práctica.

5.2.2. ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO Y SU COMPARACION CON EL BALANCE ENERGÉTICO.

Para esta práctica el estudiante necesariamente tendrá que estar familiarizado con los temas de exergía, la variación de la entropía, y la eficiencia de la segunda ley para un volumen de control cerrado. Mediante la toma de datos podrá en una primera instancia comparar el valor de eficiencia obtenido en la práctica anterior con el valor obtenido al realizar un balance

exergético del mismo ciclo al cual trabaja el banco de pruebas. El equipo debe funcionar bajo los mismos regímenes de trabajo para que la práctica pueda ser eficaz al momento de comparar y evidenciar las ventajas de utilizar un método diferente para analizar la eficiencia del equipo.

Referirse al Anexo L apartado 2 donde se encuentra la guía de la práctica de laboratorio referente a este tema.

5.2.3. ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.

Para esta siguiente práctica se debe realizar el mismo procedimiento que en el estipulado en el anexo L para la práctica correspondiente al apartado 5.2.1 pero en este caso se pondrá en funcionamiento al sistema anexo de Recolección de Calor, para esto se debe seguir los pasos de encendido del dispositivo dispuesto en el apartado 5.1.1.

Referirse al Anexo L apartado 3 donde se encuentra la guía de laboratorio referente a este tema. Y al anexo M para visualizar los resultados de un procedimiento con los datos obtenidos sobre la comparación de un análisis de eficiencia energética vs uno con eficiencia exergética.

5.2.4. ANÁLISIS DEL BALANCE EXERGÉTICO DE UN CICLO CERRADO DE COMPRESIÓN DE VAPOR BAJO VARIOS REGÍMENES DE TRABAJO Y SU COMPARACIÓN CON EL BALANCE ENERGÉTICO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR ANEXO.

Se debe realizar esta práctica para comprobar el funcionamiento real y el desenvolvimiento del banco de pruebas como de sus componentes ya que en primera instancia se va a forzar al equipo a trabajar bajo parámetros críticos y se podrá obtener valores de eficiencia necesarios para primero: analizar el comportamiento real de la máquina al ser sometido a un proceso

anexo de recolección de calor. Y segundo a dar un reporte real de cómo se comporta el equipo bajo varios parámetros de uso.

Referirse al Anexo L apartado 4 donde se encuentra la guía de laboratorio referente a este tema. Y al anexo M para visualizar los resultados de un procedimiento con los datos obtenidos sobre la comparación de un análisis de eficiencia energética vs uno con eficiencia exergética.

5.3 ELABORACIÓN DEL MANUAL DE OPERACIÓN.

MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS Y ADQUISICIÓN DE DATOS.

Para comenzar se advierte no retirar la cubierta trasera del tablero ya que existe el riesgo de una descarga eléctrica, estas piezas no van a ser utilizadas para realizar las prácticas y no deben ser manipuladas por personas que no estén capacitadas para realizar las conexiones eléctricas aquí ubicadas.

UBICACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

Para realizar la ubicación del banco de pruebas se debe tomar en cuenta dos aspectos muy importantes que detallaremos a continuación:

- a) **Conexión de Electricidad:** el banco de pruebas debe estar ubicado en un conector de corriente que tenga la disponibilidad de trabajar a 110 voltios en una fase mientras que la otra fase trabaje a 220 voltios con una frecuencia de operación de 50/60 hertzios.

Los colores de las fases están identificadas por:

Tabla 13.

Codificación de Colores Instalación eléctrica.

ROJO	110 V
VERDE	110 V
BLANCO	NEUTRO
NEGRO	TIERRA

Es muy importante para el uso en buenas condiciones del banco de pruebas que trabaje en las dos fases eléctricas ya que las resistencias que están instaladas en el evaporador trabajan a 110 voltios mientras que todos los instrumentos que tenemos trabajan a 220 voltios, y si se desea trabajar con las condiciones para las que fue diseñado este banco de pruebas debemos tomar en cuenta esta recomendación.

Para evitar daños del banco de pruebas que podrían ser peligrosos como es el caso de incendios o descargas eléctricas, debemos evitar que el banco de pruebas sea expuesto a líquidos o gases consumibles.

- b) **Conexión de entrada y desagüe de agua:** para que el banco de pruebas pueda trabajar en condiciones favorables para las prácticas planteadas bajo condiciones de sobrecalentamiento, necesitamos trabajar cerca de una toma de agua y un desagüe para obtener un constante flujo de agua.

Una vez que se toma en cuenta estos puntos muy importantes para que el banco de pruebas pueda ser utilizado óptimamente se procede a las instrucciones de encendido y puesta en marcha del banco de pruebas:

Debemos verificar las condiciones del banco de pruebas para que este pueda trabajar en buenas condiciones, cerciorándonos que no existan fugas, conexiones eléctricas que estén destapadas o exista una mala manipulación de la máquina.

Para conocer los pasos de encendido remítase al apartado 5.1.1 donde se explicará de mejor manera el proceso completo de encendido de la máquina.

INSTRUCCIONES DE APAGADO DEL BANCO DE PRUEBAS SIN CONEXIÓN DE AGUA:

- a) Existen dos condiciones en las que se puede apagar el banco de pruebas, cuando este está en funcionamiento o cuando esta parada.
- b) En las dos condiciones se procederá primero a presionar el botón off de la botonera principal, en el caso de que esté funcionando debemos esperar un tiempo hasta que la válvula solenoide deje de funcionar y se desactive automáticamente, en el caso de que el banco de pruebas este parado no se espera.
- c) Verificar con los focos de color blanco que nuestros ventiladores estén apagados.
- d) Apagar con los dos botones de color verde los controladores de los instrumentos de medición
- e) Desconectar el banco de pruebas de la corriente eléctrica.
- f) Desconectar los fusibles ubicados en el tablero.

INSTRUCCIONES DE APAGADO DEL BANCO DE PRUEBAS CON CONEXIÓN DE AGUA:

- a) Existen dos condiciones en las que se puede apagar el banco de pruebas, cuando este está en funcionamiento o cuando esta parada.
- b) En las dos condiciones se procederá primero a presionar el botón off de la botonera principal, en el caso de que esté funcionando debemos esperar un tiempo hasta que la válvula solenoide deje de funcionar y se desactive automáticamente, en el caso de que el banco de pruebas este parado no se espera.
- c) Verificar con los focos de color blanco que nuestros ventiladores estén apagados.
- d) Apagar con los dos botones de color verde los controladores de los instrumentos de medición
- e) Desconectar el banco de pruebas de la corriente eléctrica.
- f) Desconectar los fusibles ubicados en el tablero.
- g) Cerrar la entrada de agua del intercambiador de calor.
- h) Esperar a que se vacíe el intercambiador de calor.
- i) Cerrar la válvula de salida de agua.
- j) Recoger la manguera de desagüe.

CALIBRACIÓN DEL CONTROLADOR DEL BANCO DE PRUEBAS.

La calibración de los controladores están especificados en el Anexo F para el controlador PCT-400RI plus y el Anexo G para el controlador TC-940RI plus.

COMPORAMIENTO NORMAL DEL EQUIPO DURANTE SU UTILIZACIÓN.

Para el análisis del funcionamiento normal del equipo se debe verificar el cumplimiento de diversos parámetros de funcionamiento del banco de pruebas, en el Anexo J donde se podrá conocer la forma adecuada que debe tener el equipo y su correcto desenvolvimiento durante su utilización.

TIPOS DE RIESGO.

En el Anexo K se detallará los diferentes tipos de riesgos que se pueden dar durante la manipulación del banco de pruebas. Sean estos propios de la utilización del refrigerante R404A o como del desenvolvimiento de los diversos equipos durante su utilización.

5.4 ELABORACIÓN DE LA GUÍA DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN.

MECÁNICOS.

Dado que los controles de operación y seguridad, incluyendo la válvula de expansión, son el corazón de la unidad, deben ser revisadas anualmente para asegurar que están bien calibradas y en buen estado de funcionamiento. Como todos los equipos mecánicos y eléctricos, estos controles se desgastan y deben ser revisados periódicamente y reemplazados cuando se determine que no son confiables.

El aceite de la unidad también puede ser probado en este momento. Los resultados del análisis le permitirán saber si el aceite servirá durante el año

que comienza. Si existe alguna duda sobre la calidad del aceite, éste debe ser cambiado.

ELÉCTRICOS

El arranque del compresor también debe ser revisado anualmente.

Los contactos pueden haberse deteriorado como resultado de los ciclos del compresor.

Todos los terminales de conexión deben ser revisados y apretados, y todos los contactos que presenten perforaciones deben ser cambiados.

- La protección de sobrecarga de la unidad también debe ser revisada para asegurar una calibración adecuada.

CONDENSADOR

El condensador de la unidad debe ser limpiado como mínimo una vez al año. Si el condensador está ubicado en una zona con mucho polvo o suciedad, se le deben programar limpiezas más frecuentes. Un condensador limpio previene las altas presiones que pueden acortar la vida útil de la unidad.

Al revisar lo nombrado se detallará un plan de mantenimiento creado con la finalidad de garantizar una mayor vida útil del banco de pruebas y que a su vez tenga un buen trabajo al realizar cada práctica.

Objetivos del mantenimiento:

- a) Evitar paradas innecesarias del equipo.
- b) Reducir el deterioro de los elementos del banco de pruebas.
- c) Mantener al equipo en óptimas condiciones de uso.

Posteriormente se detallará un listado de tareas que se deben realizar con la frecuencia a realizar:

Tabla 14.

Control Tareas de Mantenimiento por periodos de tiempo en un año.

TAREA A REALIZAR/FRECUENCIA	Mensual	Semestral	Anual
Limpieza del evaporador	x		
Comprobación de fusibles	x		
Limpieza del condensador	x		
Verificar condiciones de las termocuplas	x		
Verificar Presostatos		x	
Verificar Termostatos		x	
Verificación de la válvula solenoide		x	
Verificación de las tomas de presión		x	
Comprobar fugas		x	
Verificar condiciones del ventilador de la unidad de congelamiento		x	
Verificar condiciones del ventilador del condensador		x	
Verificación de las instalaciones Eléctricas		x	
Comprobar presiones de trabajo del refrigerante			x
Arranque del compresor			x
Comprobar aceite del compresor			x
Calibración válvula de expansión			x
Inspección general del Equipo			x

Al realizar cada una de las tareas detalladas se debe tener el cuidado de utilizar las herramientas adecuadas al dar el mantenimiento y así evitar dañar el equipo y cada uno de sus componentes.

CAPITULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.

Este permite el estudio de ingresos y gastos del proyecto realizado para poder verificar si en este existe una rentabilidad para su elaboración, siendo una información confiable para nuestra toma de decisiones.

Al plantear nuestro plan de tesis se presupuestó un monto inicial, siendo este teórico, que al desarrollar el proyecto hemos obtenido costos reales y totales, los cuales se detallarán a continuación.

6.1.1 COSTOS DIRECTOS.

Son aquellos que pueden identificarse directamente con un objeto de costos, sin necesidad de ningún tipo de reparto. Los costos directos se derivan de la existencia de aquello cuyo costo se trata de determinar, sea un producto, un servicio, una actividad, como por ejemplo, los materiales directos y la mano de obra directa destinados a la fabricación de un producto, o los gastos de publicidad efectuados directamente para promocionar los productos en un territorio particular de ventas.

Tomando en cuenta que en presente proyecto la unidad condensadora fue donada por el laboratorio de conversión de la energía de la Carrera de Ingeniería Mecánica, por medio del cual fue el parámetro de diseño de la máquina, pero por cuestiones de costos reales se ha puesto el costo del mismo, que se detalla a continuación.

6.1.1.1 EQUIPOS Y MATERIALES.

Principales recursos para realizar la máquina:

Tabla 15.
Costos en Equipos e Instrumentos.

EQUIPOS E INSTRUMENTOS			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
UNIDAD CONDENSADORA(DONADO) MODELO: UAKL26ZSE MARCA: L'UNITE HERMETIQUE	1	650,8	650,8
EVAPORADOR MODELO: LMSMB025E MARCA: MIPAL	1	273,4	273,4
CONDENSADOR FORZADO	2	62	124
MOTOR VENTILADOR EVAPORADOR	2	35	70
CONTROLADOR DE PRESIÓN MODELO: PCT-400RI MARCA: FULL GAUGE	2	109	218
CONTROLADOR CONGELADOR MODELO:TC 900 RiC1 MARCA: FULL GAUGE	1	72	72
TERMOMETRO DIGITAL MODELO: TI-33RI PLUS MARCA: FULL GAUGE	4	58	232
PRESOSTATO DE ALTA MANUAL MODELO:PC-200 MARCA: PRIME	1	22	22

continúa 

TEMPORIZADOR RETARDADO DE ARRANQUE MODELO: QTD-072E MARCA: QUALITY	1	7	7
SENSOR DE PRESION ALTA MODELO: SB69-500A MARCA: FULL GAUGE	1	122	122
SENSOR DE PRESION BAJA MODELO: SB69-100A MARCA: FULL GAUGE	1	122	122
CONVERTIDOR DE DATOS MODELO: CONV32 MARCA: FULL GAUGE	1	72	72
RESISTENCIA ELECTRICA MODELO: 250W110VSR MARCA: THERMO-COIL	2	14	28
COOLER FAMILIAR 42 LITROS	1	49	49
DIAL MANÓMETRO ALTA R-404A	2	10	20
DIAL MANÓMETRO BAJA R-404A	1	13	13
		TOTAL USD	2095,2

Tabla 16.
Costos en Accesorios.

ACCESORIOS			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V.TOTAL
VÁLVULA DE EXPANSIÓN R-404	1	67,08	67,08
VÁLVULA SOLENOIDE 3/8" ROSC	1	48	48
BOBINA PARA SOLENOIDE DANFOSS	1	35	35
FILTRO TUERCA 3/8"	1	15,8	15,8
VISOR DE LÍQUIDO ROSCABLE 3/8"	1	29,41	29,41
TUBO FLEXIBLE 3/8" ROLLO	1	59,64	59,64
TUBO FLEXIBLE 1/2" POR PIE	14,4	2	28,8
TUBO FLEXIBLE 1/4" POR PIE	2	0,81	1,62
TUBERÍA COBRE 1/4 X PIE	7	0,75	5,25
CAÑO AISLANTE 1/2" X 1/2"	2	2,4	4,8

continúa 

SOLDADURA DE PLATA 0%	7	0,65	4,55
TUERCA DE BRONCE 3/8"	7	0,82	5,74
TUERCA DE BRONCE REFORZADA 1/4"	11	0,6	6,6
ASPA ALUMINIO 8"(5 ALETAS)	1	3,5	3,5
TEF. COBRE 3/8"	5	1	5
CONJUNTO ORIFICIO	1	17,77	17,77
UNIÓN POLIPR.	2	0,39	0,78
LLAVE DE PASO MANILLA	2	3,4	6,8
TUERCA DE BRONCE 1/2"	1	1	1
UNIÓN DE COBRE 5/8	3	0,34	1,02
CODO DE COBRE 3/8"	5	0,7	3,5
ADAPTADOR TANQUE POLIPRO.	2	3,71	7,42
CODO POLIPRO ROSC. 1/2"X90	2	0,77	1,54
ACOPLE HEMBRA-TUERCA	3	0,81	2,43
UNIÓN DE COBRE ½	2	0,6	1,2
		TOTAL USD	364,25

Tabla 17.

Costos en Accesorios Eléctricos.

ACCESORIOS ELÉCTRICOS

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
CONTACTOR GMC18 220V	1	17,2	17,2
CONTACTOR 18 AMP 110V	1	13,5	13,5
RELAY POTENCIAL 64-395V	3	8,1	24,3
CABLE CONCÉNTRICO 2X16	5	1,1	5,5
CABLE CONCÉNTRICO 3X12 REF	5	3,66	18,3
CABLE FLEXIBLE #22 NEGRO	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 ROJO	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 CAFÉ	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 AMARILLO	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 VERDE	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 BLANCO	10	0,14	1,4
CABLE FLEXIBLE #22 NARANJA	10	0,14	1,4

continúa 

CABLE FLEXIBLE #16 NEGRO	5	0,3	1,5
CABLE FLEXIBLE #16 BLANCO	5	0,3	1,5
BORNERA 15A NEGRA	4	1	4
BORNERA 6A BLANCA	4	0,9	3,6
FOCO PILOTO 220V BLANCO	2	2	4
FOCO PILOTO 220V AMARRILLO	2	1,5	3
FOCO PILOTO 220V AZUL	1	1,9	1,9
FOCO PILOTO 220V VERDE	2	1,9	3,8
FOCO 220V ROJO	1	1,8	1,8
FOCO 220V VERDE	1	1,8	1,8
CAJA RVTERM 300PCS	1	21	21
CABLE MULTIFIL 14 AWG	20	0,33	6,6
JGO. CONECTORES ELÉCTRICOS	1	1,78	1,78
JGO. TERMINALES ELÉCTRICOS	1	2,1	2,1
BOTONERA TRIFASICA 15 AMP	1	3,75	3,75
CINTA AISLANTE	2	1,2	2,4
TOTAL USD			153,13

Tabla 18.

Costos en Tablero y Mesa.

MESA Y TABLERO

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	V. UNITARIO	V. TOTAL
ÁNGULO DE 40X3 MM	2	15	30
GANCHOS	4	0,3	1,2
TORNILLOS MADERA	16	0,4	6,4
PLANCHA DE MADERA	1	230	230
MADERA	1	8	8
MASETERO	1	2,4	2,4
TORNILLOS AGLOMERADOS	10	0,32	3,2
RUEDAS	4	3	12
TUBO Y ACCESORIOS DE 4"	2	35	70
ELECTRODOS	10	5	50
TOTAL:			413,2

6.1.1.2 MANO DE OBRA DIRECTA

Tabla 19.

Mano de Obra Directa

DISEÑADORES	V.
	TOTAL
EDWIN ANDRADE FUENTES	500
ADRIÁN MAZA YÉPEZ	500
TOTAL	1000

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS.

Son aquellos costos cuya identificación con un objeto de costos específico es muy difícil, o no vale la pena realizarla. Para imputar los costos indirectos a los distintos departamentos, productos o actividades, es necesario, normalmente, recurrir a algún tipo de mecanismo de asignación, distribución o reparto. Los costos comunes a varios productos, o costos conjuntos, reciben también el tratamiento de costos indirectos.

Tabla 20.

Mano de Obra Indirecta.

ASESORES	V.TOTAL
ING. REINALDO DELGADO	600
GARCÍA PHD	
ING. ANGELO	600
VILLAVICENCIO	
ING. CESAR ZAMBRANO	600
TOTAL	1800

Tabla 21.

Costos de Accesorios e Insumos Extras.

ACCESORIOS E INSUMOS EXTRAS	
DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
ÚTILES DE OFICINA	75
TRANSPORTE TERRESTRE	200
SERVICIOS BÁSICOS	100
INTERNET	30
BIBLIOGRAFÍA	100
MATERIALES VARIOS	150
TOTAL	655

6.1.3 COSTO TOTAL.

Tabla 22.

Costo Directo Final.

COSTO DIRECTO FINAL	
DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
DISEÑADORES	1000
EQUIPOS E INSTRUMENTOS	2095,2
ACCESORIOS	364,25
ACCESORIOS ELÉCTRICOS	153,13
MESA Y TABLERO	413,2
TOTAL	4025,78

Tabla 23.

Costo Indirecto Final.

COSTO INDIRECTO FINAL	
DESCRIPCIÓN	V. TOTAL
ASESORES	1800
ACCESORIOS E INSUMOS	655
EXTRAS	
TOTAL	2455

Tabla 24.

Costo Total.

COSTO TOTAL		
DESCRIPCIÓN	V.TOTAL	
COSTO DIRECTO FINAL	4025,78	
COSTO INDIRECTO FINAL	2455	
TOTAL	6480,78	

6.2 ANÁLISIS FINANCIERO**6.2.1 FINANCIAMIENTO.**

El financiamiento de este proyecto fue de carácter personal y autofinanciado entre los ejecutores, se dio un presupuesto inicial presentado en el perfil de tesis previo a su aprobación donde nos permitió distribuir de la mejor manera el gasto de la inversión. Dando como un abono inicial de 3000, 00 dólares americanos con el fin de obtener un descuento al

momento de comprar los elementos principales y los materiales para comenzar con la construcción del proyecto, a medida que el proyecto requería una mayor inversión se tomaba la decisión de comprar lo necesario como para continuar con el mismo. Hasta el punto de finiquitar la construcción, esto nos permitió alcanzar a cubrir todos los gastos necesarios de forma progresiva y sin necesidad de adquirir los diferentes componentes del banco de prueba con intereses. Buscando además no sobrepasar la inversión estimada.

La unidad de condensación de marca TECUMSEH fue donado por el DECEM, para apoyar la realización del banco de pruebas abaratando así el costo final.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.

- Para el desarrollo de este proyecto de tesis, se elaboró una fuente bibliográfica para el completo entendimiento de temas relacionados al ciclo de refrigeración por compresión de vapor, balance de energía y exergía, análisis de la primera y segunda ley de la termodinámica, análisis de eficiencias y la introducción de conceptos vinculados a la cogeneración.
- A través del proceso de construcción se constató que las características iniciales de diseño pudieron ser alcanzadas y que a su vez el banco de pruebas funciona de la manera esperada dentro de las instalaciones del laboratorio del DECEM.
- El banco de pruebas fue diseñado y construido utilizando la “unidad Condensadora” de capacidad operativa máxima de 1 HP, la cual fue otorgada a nosotros por el laboratorio del DECEM, se encuentra instalada y funcionando en el equipo con refrigerante R404a.
- El banco de pruebas funciona en todo momento bajo los parámetros propuestos de diseño, logra alcanzar los valores requeridos de -12°C en el cubículo de la unidad evaporadora, la cual sirve como patrón de control del equipo, a su vez el equipo mantiene la presión de alta y baja en todo momento permitiendo obtener datos confiables al realizar el análisis respectivo para cada uno de los casos planteados por las prácticas de laboratorio.
- Según lo propuesto el banco de pruebas se lo construyó bajo la tutela de expertos en el área para asegurar su operabilidad a lo largo del tiempo, siguiendo una normativa de construcción e instalación de cada uno de

sus componentes como de los instrumentos necesarios para su funcionalidad, utilizando el procedimiento especificado por los fabricantes, se usó métodos de construcción confiables buscando asegurar conservar el estado de cada componente y asegurar que todos cumplan con su función de la manera esperada.

- Según especificaciones del diseño se anexo un dispositivo de recuperación de calor que aproveche el fenómeno físico de compresión dentro de un ciclo de refrigeración (por compresión de vapor), sin que este altere el rendimiento del equipo, introduciendo así el principio de la utilización de dispositivos de cogeneración en procesos térmicos.
- Se plantea prácticas relacionadas a las áreas de interés como son el análisis de rendimientos energéticos y exergéticos, donde la instrumentación instalada permite realizar las prácticas propuestas por el banco de pruebas. Esto permite al laboratorio abarcar un tema de bastante interés en el desarrollo de conocimiento hacia los estudiantes y permitir que sea mayor el desarrollo de conocimiento dentro del laboratorio del DECEM.
- Se planteó procedimientos de mantenimiento necesario para preservar el equipo en condiciones óptimas así como procedimientos para el cuidado de los elementos y la manipulación del refrigerante R404a presentes en el inciso 5.4 y al anexo K.
- El proceso de construcción del equipo se la pudo llevar acabo con el presupuesto previamente propuesto dentro de los cuales la inversión total fue de **\$6480,78**. Todo el presupuesto fue de carácter autofinanciado por los desarrolladores de este trabajo de tesis.
- Se obtuvo una mejor apreciación del rendimiento de un ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor, según lo planteado se logró definir la diferencia entre el análisis de energía y exergía y así se obtuvo los diversos coeficientes de desempeño, demostrar que la diferencia sustancial radica que mientras que en el

primero caso se explica a través de un balance de masas superficial, un análisis exergético permite evaluar un desempeño real de cada uno de sus componentes así como el desempeño global ya que este considera todas las pérdidas relacionadas a la transferencia de calor al medio ambiente, así como la participación de las diferentes irreversibilidades propias de cada proceso comprendido en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

- Al momento de realizar un balance de exergía para cualquier caso genérico termomecánico permitirá comprender de mejor manera la calidad del trabajo útil dentro de un fenómeno térmico analizando los flujos de exergía útiles y los flujos de exergía recuperables, el entendimiento de temas como la destrucción de exergía, la generación de entropía y la aparición de irreversibilidades en los diferentes procesos térmicos propios de la compresión de vapor.
- La construcción de bancos de pruebas dentro de la Universidad permite surtir al laboratorio de equipos que ayuden a la comprensión de fenómenos físicos puntuales que sean necesarios para explicar de una mejor manera la teoría impartida durante clases, todo esto a un menor precio de adquirir una máquina ya existente en el mercado.
- Es destacable que la aplicación del desarrollo del concepto de rendimiento exergético no solo es privilegio de máquinas térmicas o de refrigeración sino también a cualquier proceso industrial donde los intercambios energéticos tengan relevancia como en la industria de generación eléctrica, centrales térmicas, en la industria química o también en el análisis del consumo de energía en nuestro país.
- Mientras mayor la complejidad del análisis de pérdidas e irreversibilidades permitirá acercarnos a la comprensión real del fenómeno térmico y su real desempeño partiendo de sus variables externas he ahí la versatilidad del análisis exergético para muchos

ejemplos prácticos dentro del análisis de los fenómenos térmicos y mecánicos.

- La importancia de realizar un análisis exergético en un ciclo térmico o en cualquier ciclo vinculado a la producción, es que al conocer la destrucción de entropía y la generación de irreversibilidades en cada uno de sus procesos, se puede desarrollar un método el cual disminuya esas irreversibilidades buscando así la mayor eficiencia del ciclo y así tener un cierto equilibrio en el desempeño global del ciclo, si esto se ve reflejado en un análisis económico, su importancia radica que permitirá conocer a ciencia cierta donde existe una fuga de eficiencia y de esta manera controlar el rendimiento económico. Minimizando el gasto y las pérdidas, y aprovechando al máximo la capacidad instalada de cualquier ciclo de producción.

7.2. RECOMENDACIONES.

- Se recomienda el apoyo a la investigación del fenómeno de expansión termodinámica de los diversos fluidos en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor la cual no posee mucha información bibliográfica actualizada.
- Se recomienda el estudio previo del análisis de rendimiento exergético así como de los procesos de generación de entropía y el surgimiento de irreversibilidades en los diferentes fenómenos físicos térmicos.
- Se recomienda el uso de software especializado para el análisis de ciclos de refrigeración como “COOLPACK” que facilitara la obtención de variables de comportamiento de un fluido refrigerante dentro de un ciclo termodinámico así como el comportamiento de un sistema de refrigeración. No solo ayudara a tener una mejor comprensión del

fenómeno térmico así como el dimensionamiento de diversos sistemas de refrigeración.

- Se recomienda utilizar fuentes bibliográficas especializadas en el tema de la exergía ya que la mayoría de libros toman al tema muy superficialmente.
- Se recomienda que en el proceso de toma de datos durante las diversas prácticas de laboratorio se tenga muy presente el procedimiento establecido en el capítulo 5 de este trabajo de tesis y así obtener datos reales y precisos para que el desarrollo de las prácticas tenga los resultados más próximos a los esperados, referentes al inciso 5.1.2.
- Para el correcto desempeño del equipo se recomienda seguir los diversos procedimientos de mantenimiento del equipo como de sus componentes, tomando en cuenta que son basados en la experiencia de los diferentes fabricantes de cada equipo o instrumento, así evitar fallas que comprometan la funcionalidad y la utilización del banco de pruebas.
- Se recomienda para la utilización del equipo basarse en los diferentes procedimientos de operabilidad del equipo así como del encendido y apagado del mismo, se puede referir al capítulo 5, específicamente al inciso 5.3.
- Se recomienda tener muy en cuenta la conexión de agua al momento de realizar las diversas practicas donde se requiera el uso del intercambiador de calor anexo, referirse al capítulo 5 inciso 5.11, Así como la conexión de la manguera al desagüe correspondiente.
- Se recomienda seguir todas las instrucciones de manipulación y seguridad del equipo, así como del refrigerante R404a para evitar cualquier tipo de accidentes.
- Se recomienda el cumplimiento de todas las normas del laboratorio del DECEM que permita desarrollar las prácticas de la manera más adecuado cumpliendo con el protocolo de comportamiento.

BIBLIOGRAFÍA

- The Hartford Steam Boiler Inspection and Insurance Co. Mantenimiento Preventivo para su Unidad Pequeña de Refrigeración. (2002).
Obtenido de
http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=10&cad=rja&ved=0CF0QFjAJ&url=http%3A%2F%2Fwww.hsib.com%2FHSBGroup%2FuploadedFiles%2FHSB_COM%2FInformation_Resources%2F445-SP%2520%2520Mantenimiento%2520Preventivo%2520para%2520su%2520Uni
- Iniciativa para el Fomento de la Cogeneración. Cogeneración. (14 de septiembre de 2004). Obtenido de
<http://www.sinergiasoluciones.com.mx/ES/AplicacionesYAsesoríaTécnica/Tipos%20de%20proyectos/Qu%C3%A9%20es%20la%20cogeneración%20de%20energ%C3%ADa%20el%C3%A9ctrica.pdf>
- Optimización del Consumo Energético de Procesos Industriales. Energía y Exergía. (30 de mayo de 2004). Obtenido de
<http://gpinch.sourceforge.net/pinch/node53.html>
- Mundo Hvacr. Indicadores de Líquido y Humedad. (2006). Obtenido de
<http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2006/01/indicadores-de-liquido-y-humedad/>
- Mundo Hvacr. El Compresor: Parte Fundamental en los Sistemas de Refrigeración. (2007). Obtenido de
<http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2007/11/el-compresor-parte-fundamental-en-los-sistemas-de-refrigeracion/>
- Miliarium. Cogeneración. (2008). Obtenido de
<http://www.miliarium.com/bibliografia/Monografias/Energia/EficienciaEnergética/cogeneracion.asp>

- Mundo Hvacr - Válvulas de Expansión Funcionamiento y Selección. (2008).
Obtenido de
<http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/02/valvulas-de-expansion-funcionamiento-y-seleccion-de-la-adecuada/>
- DANFOSS Manual R404A. (2010). Obtenido de <http://danfoss.com>
- Terra. Los beneficios de la Cogeneración, Energía Eficiente. (27 de Diciembre de 2010). Obtenido de
<http://www.terra.org/categorias/articulos/los-beneficios-de-la-cogeneracion-energia-eficiente>
- Buenas Tareas. Instrumentos de Medición de Temperatura y Presión. (Marzo de 2012). Obtenido de
<http://www.buenastareas.com/ensayos/Instrumentos-De-Medici%C3%B3n-De-Temperatura-y/3615207.html>
- DANFOSS Manual 068Z3403. (2013). Obtenido de <http://danfoss.com>
- Wikipedia. R404A. (15 de julio de 2013). Obtenido de
<http://es.wikipedia.org/wiki/R404A>
- Air Liquide. Energía / Vapor / Cogeneración. (2014). Obtenido de
http://www.es.airliquide.com/es/sus-necesidades-son-de/energia-vapor-cogeneracion.html#.UyRXA_I5OSp
- Netvalue Forensic. Cogeneración y Ciclos Combinados. España. (2014).
Obtenido de <http://www.netvalue.es/forensic/sectores-regulados/cogeneracion-ciclos-combinados>
- Universidad de Sevilla. Tema 12: Refrigerantes. (2014). Obtenido de
<http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=6&cad=rja&ved=0CEcQFjAF&url=http%3A%2F%2Findustria.es.utu.edu.uy%2Farchivos%2Fmecnica-general%2FApuntes%2FREFRIGERANTES2.pdf&ei=M--zUpHSKpG8kQezxYDYAQ&usg=AFQjCNEfP72CmGTVI944WR6649dNr>

- Wikipedia. Diagrama P vs h. (2014). Obtenido de http://es.wikipedia.org/wiki/Diagrama_Ph
- Wikipedia. Refrigeración. (2014). Obtenido de <http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n>
- Wordpress. Evaporador. (29 de marzo de 2014). Obtenido de <https://refrielectric.wordpress.com/informacion/evaporador/>
- Aguilar, O. (Febrero de 2008). ¿Qué es Cogeneración? Obtenido de http://www.energia.org.mx.php5-21.dfw1-2.websitetestlink.com/wp-content/uploads/2011/06/Que_es_Cogeneracion_I_v01.pdf
- Cengel, Y., & Boles, M. (2010). Termodinámica. 7ma edición. México: Mc Graw Hill.
- Díaz, E. A. (s.f.). Cuadernos de taller: Carga de refrigerante. Obtenido de http://www.cifplalaboral.es/ckfinder/userfiles/files/Carga_de_refrigerante.pdf
- Dossat, R. J. (2009). Principios de Refrigeración. 8va edición. México: Patria.
- Engel, T. (2007). Introducción a la Físicoquímica Termodinámica. 1ra edición. México: Pearson Educación.
- Gómez Ribelles, J. ..., Pradas, M. M., & Greus, A. R. (2012). Termodinámica Análisis Exergético. 1ra edición. . España: Reverte.
- Incropera, F. P., & De Witt, D. P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor 4a. ed. . México: Prentice Hall.
- JL Gómez, Pradas, M. M., & A Ribes , G. (2012). Termodinámica Análisis Exergético. España: Reverte.
- Orellana Abreu, A. (s.f.). Análisis Exergético de Bienes de Equipo. España: Escuela Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona.
- Cuartos Fríos - Condensadores. (s.f). Obtenido de <http://www.forofrio.com/index.php/noticias2/40-condensadores>
- Contabilidad. Costos Directos e Indirectos. (s.f.). Obtenido de <http://www.contabilidad.com.py/interna.php?id=73>

- Femp. Los ciclos combinados. España. (s.f.). Obtenido de
<http://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/definicion/>
- Foro Frío. Carga de Refrigerante. (s.f.). Obtenido de
http://www.forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&catid=9:actualidad&id=30:carga-de-gas-refrigerante&Itemid=54
- Foro Frío. Recuperación, Reciclado y Regeneración de Refrigerante. (s.f.).
Obtenido de
http://forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=101:recuperacion-reciclado-y-regeneracion-de-gas-refrigerante&catid=9:actualidad&Itemid=54
- Refriweb. Punto de ebullición del refrigerante. (s.f.). Obtenido de
<http://www.refriwex.260mb.com/refriwex/?q=node/32>
- Total Line. Capitulo 12: Refrigerantes. (s.f.). Obtenido de
http://www.totaline.com.ar/site/uploads/file_7-2007118114423-0.pdf
- Universidad Autónoma del Occidente. Cogeneración. (s.f.). Obtenido de
<http://www.si3ea.gov.co/Portals/0/Gie/Tecnologias/cogeneracion.pdf>
- Sporlan. (s.f.). Uso de la tabla P-T como herramienta de servicio Sporlan.
Obtenido de
[http://www.stara.co.kr/parker_catalog/sporlan_catalog/Exp\(S1\)10-135.pdf](http://www.stara.co.kr/parker_catalog/sporlan_catalog/Exp(S1)10-135.pdf)
- Wark, K. J. (1991). Termodinámica. 2da edición. México: McGraw-Hill.
- Wark, K. (s.f.). Termodinámica. 6ta edición. España: McGraw Hill.
- Zunza, J. (s.f.). Capitulo 13. Calor y la primera ley de la Termodinámica.
Obtenido de
<http://old.dgeo.udec.cl/~juaninzunza/docencia/fisica/cap13.pdf>
- Zunza, J. (s.f.). Segunda ley de la Termodinámica y Entropía. Capitulo 15.
Obtenido de
<http://www.dgeo.udec.cl/~juaninzunza/docencia/fisica/cap15.pdf>

ANEXOS