

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTUDIO DEL EMPLEO DE PROPANO Y GAS LICUADO DE PETRÓLEO COMO SUSTITUTOS ECOLÓGICOS DEL REFRIGERANTE R22 EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DOMÉSTICO

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

SALGADO ERAZO CARLOS ALEJANDRO

alejandromh90@hotmail.com

SANDOVAL PALACIOS GIAN PAOLO

pol21_2i@hotmail.com

DIRECTOR: Ing. Miguel Ortega, Msc.

migueldarioortega@hotmail.com

Quito, Junio 2013

DECLARACIÓN

Nosotros, Carlos Alejandro Salgado Erazo y Gian Paolo Sandoval Palacios, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Alejandro Salgado

Paolo Sandoval

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Carlos Alejandro Salgado Erazo y Gian Paolo Sandoval Palacios, bajo nuestra supervisión.

Ing. Miguel Ortega, Msc.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Adrián Peña, Msc.

COLABORADOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por brindarme la fortaleza necesaria para culminar este proyecto.

A mis padres y hermano, por ser mi apoyo incondicional en todo momento y por constituir en mi vida el pilar más importante para salir adelante.

A todos mis amigos, de manera especial a Shirley, David, Alejo, Fabián, Cris que de alguna u otra forma contribuyeron a mi desarrollo académico y personal durante mi etapa universitaria.

A mi compañero de tesis y amigo, Gian Paolo, por su constancia y empeño en la realización de este trabajo.

A un gran amigo y maestro, el Ing. Miguel Ortega, por su acertada dirección y su guía incondicional en todo momento durante la elaboración de esta tesis.

Al Ing. Orwield Guerrero, por su apoyo como mi jefe de laboratorio y colaborador de este proyecto.

Al Ing. Adrián Peña, por sus sugerencias que contribuyeron en gran medida para que este proyecto sea culminado.

Un enorme agradecimiento a la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUUDI), por el oportuno financiamiento para esta tesis y la guía necesaria a favor de este proyecto.

Al Servicio Ecuatoriano de Capacitación Profesional (SECAP), por las facilidades brindadas tanto en lo tecnológico cuanto en lo académico para el desarrollo de este trabajo.

Alejandro

AGRADECIMIENTOS

A Dios y a la Virgen de Guadalupe, por todo lo que me han dado en la vida y por iluminarme en el trayecto de este proyecto.

A mi MADRE Amadita, por su apoyo incondicional en todo momento, y por todo lo que ha hecho por mí y mi familia.

A mi PADRE y hermanos, por la confianza depositada en mí y por su ayuda en la ejecución de este trabajo.

A mis amores, Karina y Milena por su paciencia y comprensión y por hacer de mi vida, lo más hermoso del mundo.

A mis amigos, Luis, Ricardo, Mary, Marce, Fernando, Marco por todas las experiencias compartidas durante mi etapa universitaria.

A mi compañero de tesis y amigo, Alejandro, por su colaboración en la realización de este trabajo.

Al Ing. Miguel Ortega, por ser más que un maestro, un amigo que nos apoyó en todo momento y por compartir desinteresadamente sus conocimientos durante la elaboración de esta tesis.

Al Ing. Adrián Peña, por sus sugerencias que contribuyeron en gran medida para que este proyecto sea culminado.

Un agradecimiento especial a la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUUDI), por el financiamiento brindado para este proyecto.

Un reconocimiento especial al Servicio Ecuatoriano de Capacitación Profesional (SECAP), por las facilidades tecnológicas prestadas dentro del desarrollo de este trabajo.

Paolo

DEDICATORIA

A mis padres y hermano, mi mayor fuente de fortaleza e inspiración, la razón más importante por la cual persevero en alcanzar mis ideales.

A mis tíos, primos y demás familiares que estuvieron apoyándome en cada momento. De manera especial a mis primitos Martín y Mateo, por ser la alegría de la familia.

A mi hermana Carolita y a mi prima Dianita Sofía que desde el cielo me acompañan en cada uno de mis pasos.

Alejandro

DEDICATORIA

A mi MADRE, por ser una madre ejemplar y el ser que más amo en este mundo.
Sin su cariño y apoyo jamás hubiese logrado cumplir esta meta.

A mi PADRE y hermanos, que estuvieron apoyándome en cada momento. De manera especial, a mi hermano Cristian, por estar siempre a mi lado cuando lo necesitaba.

A mi preciosa HIJA Milena, mi mayor motivación e indudablemente la dueña de mi corazón. A mi ESPOSA Karina, por todo su cariño, comprensión y paciencia.

Paolo

CONTENIDO

	pág.
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
DEDICATORIA.....	v
CONTENIDO.....	vii
LISTA DE ANEXOS	ix
LISTA DE TABLAS.....	x
LISTA DE FIGURAS	xii
RESUMEN	xv
PRESENTACIÓN	xvi
NOMENCLATURA	xvii
CAPÍTULO 1	20
MARCO TEÓRICO.....	20
1.1 REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO.....	20
1.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN	20
1.3 COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESION DE VAPOR	35
1.4 EQUIPOS UNITARIOS DE AIRE ACONDICIONADO	45
1.5 PROPIEDADES Y RELACIONES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS	46
1.6 HERRAMIENTAS MATEMÁTICAS.....	47
CAPÍTULO 2	49
ADAPTABILIDAD DEL PROPANO Y DEL GLP (GAS LICUADO DE PETRÓLEO) COMO REEMPLAZO DEL REFRIGERANTE R-22	49
2.1 JUSTIFICACIÓN DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE.....	49
2.2 GAS LICUADO DE PETRÓLEO	51
2.3 COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LAS MEZCLAS	63
2.4 FACTIBILIDAD DE USO DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO Y PROPANO COMO REFRIGERANTES.....	70
2.5 COMPARACIÓN ENTRE EL REFRIGERANTE R-22 Y EL PROPANO (R- 290)	74

CAPÍTULO 3	86
HERRAMIENTAS DE PROGRAMACIÓN	86
3.1 FUNCIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS	86
3.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS	87
3.3 GENERACIÓN DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DE LAS SUSTANCIAS	102
3.4 ANÁLISIS DE ERRORES	131
CAPÍTULO 4	138
FUNCIONAMIENTO DEL SOFTWARE DESARROLLADO	138
4.1 OBJETIVOS DEL SOFTWARE.....	138
4.2 ESQUEMA ESTRUCTURAL DEL SOFTWARE DESARROLLADO	139
4.3 PANTALLAS DEL PROGRAMA	139
CAPÍTULO 5	146
INSTALACIONES, COSTOS Y PRUEBAS EN EL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.....	146
5.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBAS	146
5.2 INSTALACIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBAS	151
5.3 COSTOS DEL PROYECTO.....	161
5.4 PRUEBAS CON EL REFRIGERANTE ORIGINAL (R-22)	162
5.5 PRUEBAS CON EL REFRIGERANTE SUSTITUTO (R-290)	164
5.6 COMPARACIÓN ENTRE PRUEBAS CON CADA REFRIGERANTE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	165
5.7 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	175
CAPÍTULO 6	177
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	177
6.1 CONCLUSIONES	177
6.2 RECOMENDACIONES.....	179
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	180

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1: Aplicaciones prácticas del refrigerante R-290 (Propano) en sistemas herméticos pequeños.

Anexo 2: Ecuaciones, constantes, tablas y diagramas P-h de los refrigerantes analizados, obtenidas del libro de REYNOLDS "Thermodynamic Properties in SI".

Anexo 3: Datos experimentales tomados en base a las pruebas con R-22 y R-290.

Anexo 4: Manual de usuario del programa: Alternative Refrigerantes in Air Conditioning 1.0.

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla 2.1 Potencial de Destrucción de la capa de ozono y de Calentamiento Global de algunos refrigerantes</i>	50
<i>Tabla 2.2 Hidrocarburos presentes en el gas licuado de petróleo</i>	52
<i>Tabla 2.3 Propiedades aproximadas de GLP</i>	54
<i>Tabla 2.4 Constantes físicas de hidrocarburos – Compuestos encontrados en el GLP (a)</i>	58
<i>Figura 2.5 Constantes físicas de hidrocarburos – Compuestos encontrados en el GLP (b)</i>	59
<i>Tabla 2.5 Requisitos y métodos de ensayo de los diferentes tipos de GLP</i>	60
<i>Tabla 2.6 Comparación entre los rangos de presión de los refrigerantes R-22 y R-290</i>	76
<i>Tabla 3.1 Constantes para la ecuación 3.5 (R-22)</i>	95
<i>Tabla 3.2 Constantes para la ecuación 3.6 (R-22)</i>	95
<i>Tabla 3.3 Constantes para la ecuación 3.9 (R-22)</i>	96
<i>Tabla 3.4 Constantes para la ecuación 3.15 (R-22)</i>	97
<i>Tabla 3.5 Constantes para la ecuación 3.5 (Propano)</i>	98
<i>Tabla 3.6 Constantes para la ecuación 3.6 (Propano)</i>	99
<i>Tabla 3.7 Constantes para la ecuación 3.9 (Propano)</i>	99
<i>Tabla 3.8 Constantes para la ecuación 3.15 (Propano)</i>	100
<i>Tabla 3.9 Constantes para la ecuación 3.5 (Butano)</i>	100
<i>Tabla 3.10 Constantes para la ecuación 3.6 (Butano)</i>	101
<i>Tabla 3.11 Constantes para la ecuación 3.9 (Butano)</i>	101
<i>Tabla 3.12 Constantes para la ecuación 3.15 (Butano)</i>	102
<i>Tabla 3.13 Diagramas T-s (R-22_Visualización Total)</i>	117
<i>Tabla 3.14 Diagramas T-s (R-22_Visualización Ampliada)</i>	118
<i>Tabla 3.15 Diagramas P-h (R-22_Visualización Total)</i>	120
<i>Tabla 3.16 Diagramas P-h (R-22_Visualización Ampliada)</i>	121
<i>Tabla 3.17 Diagramas T-s (Propano_Visualización Total)</i>	123
<i>Tabla 3.18 Diagramas T-s (Propano_Visualización Ampliada)</i>	124
<i>Tabla 3.19 Diagramas P-h (Propano_Visualización Total)</i>	125
<i>Tabla 3.20 Diagramas P-h (Propano_Visualización Ampliada)</i>	126
<i>Tabla 3.21 Diagramas T-s (Butano_Visualización Total)</i>	127
<i>Tabla 3.22 Diagramas T-s (Butano_Visualización Ampliada)</i>	128
<i>Tabla 3.23 Diagramas P-h (Butano_Visualización Total)</i>	129
<i>Tabla 3.24 Diagramas P-h (Butano_Visualización Ampliada)</i>	130
<i>Tabla 3.25 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-22</i>	132
<i>Tabla 3.26 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-22</i>	132

<i>Tabla 3.27 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-22</i>	132
<i>Tabla 3.28 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-22</i>	133
<i>Tabla 3.29 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-22</i>	133
<i>Tabla 3.30 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-290</i>	134
<i>Tabla 3.31 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-290</i>	134
<i>Tabla 3.32 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-290</i>	134
<i>Tabla 3.33 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-290</i>	135
<i>Tabla 3.34 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-290</i>	135
<i>Tabla 3.35 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-600</i>	136
<i>Tabla 3.36 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-600</i>	136
<i>Tabla 3.37 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-600</i>	136
<i>Tabla 3.38 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-600</i>	137
<i>Tabla 3.39 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-600</i>	137
<i>Tabla 5.1 Datos de placa del equipo de aire acondicionado</i>	147
<i>Tabla 5.2 Detalle de costos generados por el proyecto</i>	162
<i>Tabla 5.3 Compatibilidad de aceites</i>	165
<i>Tabla 5.4 Comparación de los tiempos de funcionamiento e inactividad del compresor para los refrigerantes R-22 y R-290 en el tiempo de 1 hora</i>	167
<i>Tabla 5.5 Parámetros del ciclo ideal de refrigeración para el R-22</i>	168
<i>Tabla 5.6 Parámetros del ciclo ideal de refrigeración para el R-290</i>	169
<i>Tabla 5.7 Comparación de los parámetros calculados para el R-22 y el R-290 en el ciclo ideal de refrigeración</i>	169

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Diagrama de un sistema de compresión – vapor simple.....	21
Figura 1.2 Diagrama Presión – entalpía de un ciclo de refrigeración saturado simple.....	22
Figura 1.3 Diagrama Presión – entalpía de un ciclo real de refrigeración.....	24
Figura 1.4 Esquema elemental de un sistema de refrigeración.....	33
Figura 1.5 Compresor hermético.....	36
Figura 1.6 Compresor semihermético.....	37
Figura 1.7 Compresor alternativo.....	37
Figura 1.8 Compresor rotatorio.....	38
Figura 1.9 Compresor centrífugo.....	39
Figura 1.10 Condensador enfriado por aire.....	40
Figura 1.11 Condensador enfriado por agua de doble tubo.....	40
Figura 1.12 Condensador de carcasa y serpentín.....	41
Figura 1.13 Condensador de carcasa y tubos.....	41
Figura 1.14 Tubo capilar.....	43
Figura 1.15 Evaporador de expansión seca.....	44
Figura 1.16 Evaporador inundado.....	44
Figura 1.17 Componentes de un equipo de aire acondicionado tipo ventana.....	46
Figura 2.1 Anuncio en presentacion del R-22 "is going away".....	51
Figura 2.2 Diagrama presión vs temperatura para el butano.....	55
Figura 2.3 Diagrama presión vs temperatura para el propano.....	56
Figura 2.4 Diagrama presión vs temperatura para diferentes mezclas propano – butano.....	56
Figura 2.5 Constantes físicas de hidrocarburos – Compuestos encontrados en el GLP (b).....	59
Figura 2.6 Vista interior de un cilindro cargado de GLP.....	61
Figura 2.7 Proceso de vaporización en un cilindro de GLP.....	63
Figura 2.8 Diagrama de fases de una mezcla zeotrópica (A+B) en el plano $P = cte$	65
Figura 2.9 Ciclo de Refrigeracion donde se puede observar el deslizamiento en el evaporador y en el condensador.....	68
Figura 2.10 Diagrama de fases de una mezcla zeotrópica (A + B) en el plano, $P = cte$	69
Figura 2.11 Diagrama de fases de una mezcla azeotrópica (A + B) en el plano, $P = cte$	70
Figura 2.12 Comparación entre los diagramas termodinámicos P vs h de los refrigerantes R-22 y R-290.....	77
Figura 2.13 Dimensiones del capilar en un aire acondicionado de 18000 Btu/hr con refrigerante R-22.....	83
Figura 2.14 Dimensiones del capilar en un aire acondicionado de 18000 Btu/hr con refrigerante propano.....	83

<i>Figura 3.1 Tendencia del volumen y la densidad al aumentar la presión.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 3.2 Diagrama T-s mostrando la trayectoria recorrida para calcular la entalpía.....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 3.3 Cálculo de entalpía tramo A-B.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 3.4 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de la campana – V.T.).....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 3.5 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de la campana – V.A.).....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 3.6 Diagramas T vs P y T vs s de una misma sustancia delimitando las zonas de trabajo</i>	<i>105</i>
<i>Figura 3.7 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado – V.T.).....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 3.8 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entropía (zona de vapor sobrecalentado - V.T.)</i>	<i>106</i>
<i>Figura 3.9 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado - V.A.).....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 3.10 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entropía (zona de vapor sobrecalentado-V.A.).....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 3.11 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)</i>	<i>108</i>
<i>Figura 3.12 Diagrama Temperatura vs. Entropía (zona de vapor sobrecalentado – V.A.).....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 3.13 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (completo - V.T.).....</i>	<i>109</i>
<i>Figura 3.14 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (completo – V.A.).....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 3.15 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de la campana - V.T.)</i>	<i>111</i>
<i>Figura 3.16 Diagrama T vs s del refrigerante R-22codificado volumen (zona de la campana - V.A.).....</i>	<i>111</i>
<i>Figura 3.17 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado V.T.).....</i>	<i>112</i>
<i>Figura 3.18 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)</i>	<i>112</i>
<i>Figura 3.19 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado - V.T.).....</i>	<i>113</i>
<i>Figura 3.20 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)</i>	<i>113</i>
<i>Figura 3.21 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (completo - V.T.)</i>	<i>114</i>
<i>Figura 3.22 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (completo - V.A.).....</i>	<i>114</i>
<i>Figura 3.23 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (zona de la campana - V.T.).....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 3.24 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (zona de la campana - V.A.).....</i>	<i>115</i>
<i>Figura 3.25 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (completo - V.T.)</i>	<i>116</i>
<i>Figura 3. 26 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (completo - V.A.).....</i>	<i>116</i>

<i>Figura 4.1 Esquema estructural del software desarrollado.....</i>	<i>139</i>
<i>Figura 4.2 Pantalla inicial del Software desarrollado.....</i>	<i>141</i>
<i>Figura 4.3 Pantalla de opciones del software desarrollado</i>	<i>142</i>
<i>Figura 4.4 Pantalla de cálculo de propiedades termodinámicas.....</i>	<i>143</i>
<i>Figura 4.5 Pantalla del ciclo de refrigeración ideal</i>	<i>144</i>
<i>Figura 4.6 Pantalla de Comparación de Refrigerantes.....</i>	<i>145</i>
<i>Figura 5.1 Equipo de pruebas de aire acondicionado.....</i>	<i>147</i>
<i>Figura 5.2 Evaporador del equipo de pruebas.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 5.3 Separador del equipo de pruebas.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 5.4 Compresor del equipo de pruebas.....</i>	<i>149</i>
<i>Figura 5.5 Condensador del equipo de pruebas.....</i>	<i>149</i>
<i>Figura 5.6 Capilares del equipo de pruebas.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 5.7 Ventilador del equipo de pruebas.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 5.8 Control electrónico del equipo de pruebas.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 5.9 Cámara de salida del aire del equipo de pruebas.....</i>	<i>151</i>
<i>Figura 5.10 Lugar de instalación del equipo de pruebas.....</i>	<i>152</i>
<i>Figura 5.11 Equipo de pruebas instalado.....</i>	<i>152</i>
<i>Figura 5.12 Estructura y protección metálica del equipo de pruebas.....</i>	<i>153</i>
<i>Figura 5.13 Diagrama del equipo indicando los puntos de medición de presiones.....</i>	<i>154</i>
<i>Figura 5.14 Válvula pincha tubos.....</i>	<i>154</i>
<i>Figura 5.15 Manómetros de presión baja (azul) y presión alta (rojo).....</i>	<i>155</i>
<i>Figura 5.16 Recuperadora de refrigerante.....</i>	<i>155</i>
<i>Figura 5.17 Tanque de almacenamiento de refrigerante recuperado (R-22).....</i>	<i>156</i>
<i>Figura 5.18 Balanza digital.....</i>	<i>156</i>
<i>Figura 5.19 Vacuómetro digital.....</i>	<i>158</i>
<i>Figura 5.20 Bomba de vacío.....</i>	<i>158</i>
<i>Figura 5.21 Proceso de soldadura oxiacetilénica.....</i>	<i>157</i>
<i>Figura 5.22 Tanques de acetileno (izquierda) y oxígeno (derecha) empleados en la soldadura.....</i>	<i>157</i>
<i>Figura 5.23 Instalación y soldadura para la medición de presión baja en el equipo de pruebas.....</i>	<i>159</i>
<i>Figura 5.24 Instalación y soldadura para la medición de presión alta en el equipo de pruebas.....</i>	<i>159</i>
<i>Figura 5.25 Instalación de manómetros (azul: P_{baja}, rojo: P_{alta}) en el equipo de pruebas.....</i>	<i>159</i>
<i>Figura 5.26 Instalación de termistores en el equipo de pruebas.....</i>	<i>160</i>
<i>Figura 5.27 Medidor electrónico de temperatura TI-33Ri plus.....</i>	<i>160</i>
<i>Figura 5.28 Diagrama del equipo indicando los puntos de medición de temperaturas.....</i>	<i>161</i>
<i>Figura 5.29 Diagrama P-h para el análisis del ciclo ideal de refrigeración en base a las presiones medidas.....</i>	<i>168</i>

RESUMEN

El presente proyecto enfoca su estudio en el comportamiento que tienen los refrigerantes R-22 y propano (R-290) en un equipo de aire acondicionado doméstico tipo ventana de 18000 Btu/h de capacidad de refrigeración, el cual se ha instalado en el Laboratorio de Termodinámica de la Facultad de Ingeniería Mecánica. Para estudiar este comportamiento se analizan para cada caso, los ciclos de refrigeración ideal y real que muestran estos fluidos de trabajo. Para el caso del ciclo ideal se asumen temperaturas de condensación y evaporación teóricas y en bases a ellas se calculan los parámetros pertinentes, a diferencia del ciclo real que basa su estudio en las variables medidas experimentalmente.

En el equipo inicialmente se realiza la recuperación del R-22, que constituye el refrigerante con el que viene cargado de fábrica, para que se puedan colocar convenientemente en diferentes puntos del sistema, los medidores de presión y temperatura. Después se procede a cargar el refrigerante que se extrajo y a efectuar consecuentemente las pruebas respectivas con R-22 en el equipo. Una vez estudiado el comportamiento con el R-22, por segunda vez se recupera este refrigerante y se carga a continuación el propano (R-290), para hacer las pruebas pertinentes con este refrigerante sustituto.

Adicionalmente se ha desarrollado un software denominado *Alternative Refrigerantes in Air Conditioning 1.0*, para el estudio de las propiedades termodinámicas de las sustancias involucradas (R-22, R-290 y R-600) y del ciclo ideal que se genera en base a los datos experimentales medidos en las pruebas efectuadas en el equipo con el R-22 inicialmente y después con el R-290 (refrigerante sustituto). Finalmente se realiza un análisis de los parámetros calculados como calores absorbido y rechazado, trabajo del compresor, coeficiente de desempeño, flujo másico, tasas de calores absorbido y rechazado y potencia del compresor que resultan del estudio en un ciclo ideal basado en las presiones medidas. Además se efectúa un análisis del costo de energía que representa el uso del propano como refrigerante sustituto en lugar del R-22.

PRESENTACIÓN

Existe un interés mundial en el uso de refrigerantes ecológicos, lo que constituye la base para el desarrollo de éste proyecto. Los protocolos internacionales establecen en el planeta, el reemplazo de los refrigerantes nocivos a la capa de ozono y de los que generan efecto invernadero por refrigerantes ambientalmente adecuados que mantengan los parámetros requeridos de eficiencia y economía.

El ámbito del acondicionamiento de aire doméstico está directamente relacionado con el uso de refrigerantes; conforme a esta realidad este estudio forma parte de los proyectos innovativos en los ámbitos energético y medio ambiental que se desarrollan en el mundo actual.

En el Ecuador existe un gran número de equipos de aire acondicionado doméstico que utilizan refrigerante R-22 como fluido de trabajo y que generan un impacto ambiental negativo. Por ello, este proyecto busca la factibilidad de uso de otro tipo de refrigerantes como es el caso del propano (R-290), que sean menos nocivos y que funcionen con la misma eficiencia que los refrigerantes tradicionales.

Adicionalmente es de gran interés a nivel académico contar con información didáctica sobre las propiedades termodinámicas de los fluidos refrigerantes empleados en el equipo (R-22 y R-290), a través del desarrollo de un software que facilite la obtención y comparación de los ciclos termodinámicos correspondientes.

NOMENCLATURA

C	Precio de la energía eléctrica [USD/kW-h]
COP	Coeficiente de rendimiento
C_p	Calor específico de gas ideal a presión constante [kJ/kg.K]
C_v	Calor específico de gas ideal a volumen constante [kJ/kg.K]
dP	Diferencial de presión [kg/cm ²]
dV	Diferencial de velocidad [m/s]
F	Factor de uso del equipo de refrigeración
f	Número de fases de la mezcla
h_{fg}	Entalpía de vaporización [kJ/kg]
H_e	Humedad específica [%]
h_f	Entalpía del líquido saturado [kJ/kg]
h_g	Entalpía del vapor saturado [kJ/kg]
H_r	Humedad relativa [%]
I	Número de grados de libertad
J_t	Equivalente de energía mecánica en energía térmica [pies-lb/Btu]
K	Capacidad nominal del equipo de refrigeración [Ton]
M	Peso molecular [g/mol]
m	Masa del refrigerante contenido en la cámara de admisión [kg]
m_s	Masa de aire seco [kg]
m_v	Masa de vapor de agua [kg]
\dot{m}	Flujo másico de refrigerante [kg/h]

\dot{m}_T	Flujo másico teórico que podría manejar el compresor si la eficiencia volumétrica fuera de 100/100 [kg/s]
n	Número de compuestos de la mezcla
P	Presión [Pa]
P_{atm}	Presión atmosférica [psi]
P_c	Presión crítica [Pa]
P_{man}	Presión manométrica [psi]
P_{sat}	Presión de saturación [Pa]
P_v	Presión parcial de vapor [Pa]
P_s	Presión del vapor saturado [Pa]
q_{abs}	Calor absorbido en el ciclo de refrigeración
\dot{q}_{abs}	Tasa de calor absorbido en el evaporador [kW]
\dot{Q}_C	Tasa de rechazo de calor a la región de alta temperatura [kW]
Q_{EF}	Efecto refrigerante o calor latente disponible para el proceso de refrigeración [kW]
\dot{Q}_F	Tasa de extracción total de calor de la región de baja temperatura [kW]
\dot{q}_{rech}	Tasa de calor rechazado en el condensador [kW]
R	Constante del gas ideal [kJ/kg.K]
s_{fg}	Entropía de vaporización [kJ/kg.K]
s_f	Entropía del líquido saturado [kJ/kg.K]
s_g	Entropía del vapor saturado [kJ/kg.K]
T	Temperatura [K]

T_c	Temperatura crítica [K]
T_{sat}	Temperatura de saturación [K]
$\frac{Thp}{ton}$	Potencia teórica en hp/tonelada de refrigeración
V	Volumen de la cámara de admisión del compresor [m ³]
\dot{V}	Flujo volumétrico a la succión del compresor [m ³ /s]
w_{comp}	Trabajo de compresión en el ciclo de refrigeración
\dot{W}	Potencia total requerida para hacer funcionar un sistema de refrigeración [kW]
\dot{w}_{comp}	Potencia en el compresor [kW]
X	Porcentaje en volumen de cada componente [%]
ΔP	Intervalo de presión [kg/cm ²]
η	Revoluciones por minuto del compresor
θ	Costo mensual de energía [USD/mes]
α	Tasa de refrigerante [kg/Ton.s]
η_V	Eficiencia volumétrica
v	Volumen específico [m ³ /kg]
v_{fg}	Volumen específico de vaporización [m ³ /kg]
v_f	Volumen específico del líquido saturado [m ³ /kg]
v_g	Volumen específico del vapor saturado [m ³ /kg]
ρ	Densidad del gas [kg/m ³]
ε	Tasa de energía [kW/Ton]

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1 REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior. Los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración. El ciclo de refrigeración más frecuente constituye el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

El acondicionamiento de aire o climatización es una aplicación de la refrigeración, en la que las temperaturas de los lugares que se desea climatizar están acorde a las necesidades térmicas del cuerpo humano. Los sistemas de aire acondicionado funcionan con los mismos principios termodinámicos utilizados en refrigeración, pero en diferente rango de temperaturas.

El confort es la sensación de satisfacción física relacionada con el entorno. Ésta necesidad de acondicionar nuestro entorno, ha estado presente desde las antiguas civilizaciones. El acondicionamiento de aire permite tener control sobre la temperatura, la humedad relativa, el movimiento del aire y la eliminación de partículas suspendidas y gases contaminantes. Parámetros como la psicrometría y la humedad se explican brevemente mas adelante.

1.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN

Un equipo básico de aire acondicionado está compuesto principalmente por cuatro elementos que funcionan en conjunto, uno a continuación de otro, y que trabajan en un ciclo denominado ciclo de refrigeración, éstos elementos son: compresor, condensador, válvula de estrangulamiento y evaporador.

El *compresor* es el elemento encargado de controlar la temperatura del sistema, por su parte el *condensador* realiza el proceso de condensación del refrigerante en el equipo, la *válvula de estrangulamiento* regula el flujo de refrigerante y el *evaporador* es el dispositivo diseñado para la generación del confort y el

acondicionamiento del aire en el espacio elegido mediante la evaporación del refrigerante. A continuación se muestra un esquema ilustrativo de un sistema de aire acondicionado común (Figura 1.1)

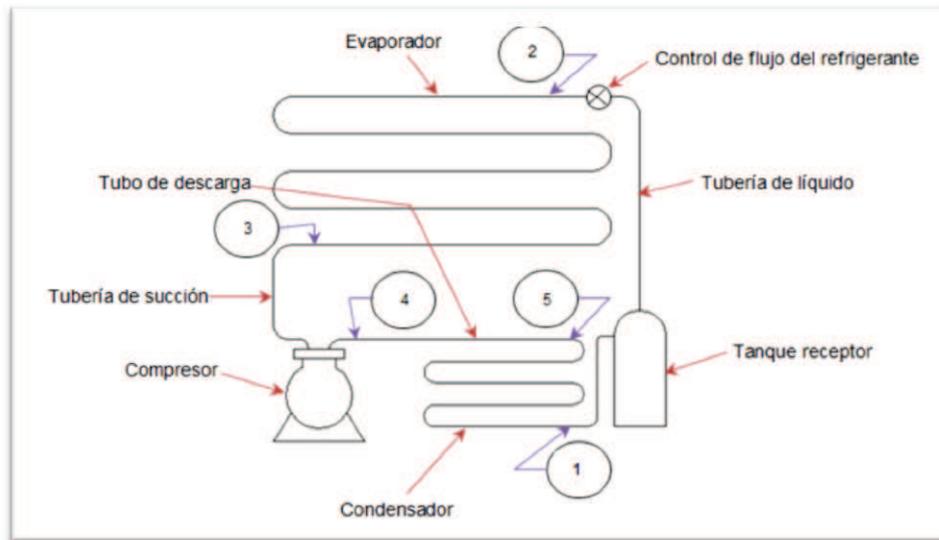


Figura 1.1 Diagrama de un sistema de compresión – vapor simple¹

En la Figura 1.1, en el punto 1 termina el proceso de condensación, en el punto 2 el refrigerante ya ha pasado por el control del refrigerante, en el punto 3 termina el proceso de vaporización, en el punto 4 se descarga el vapor del compresor y en el punto 5 inicia el proceso de condensación.

1.2.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN SATURADO SIMPLE

El ciclo de refrigeración saturado simple constituye un ciclo teórico en el cual se supone que el refrigerante que sale del evaporador en forma de vapor saturado ingresa en el compresor a la temperatura y presión vaporizante, y el refrigerante que sale del condensador en forma de líquido saturado ingresa en el dispositivo de estrangulamiento a la temperatura y presión condensante. A pesar de que el ciclo de refrigeración que cumple un equipo de aire acondicionado se desvía de un comportamiento ideal, éste análisis no deja de ser importante para el estudio del ciclo como tal.

Básicamente en un equipo de aire acondicionado existen tres lugares principales en los que se producen intercambios de energía. Éstos son:

¹ Fuente propia

- En el evaporador, debido a que el refrigerante absorbe la energía proporcionada por el espacio a acondicionar de tal manera que el líquido refrigerante experimenta un proceso de evaporación hasta salir totalmente en estado gaseoso como vapor saturado para posteriormente ingresar en el compresor.
- En el compresor, debido al trabajo que se genera en este elemento está implícito un intercambio de energía.
- En el condensador, debido a que el refrigerante entrega energía al medio circundante, es decir, el fluido pasa de vapor sobrecalentado a líquido saturado en el ingreso al dispositivo de control de refrigerante.

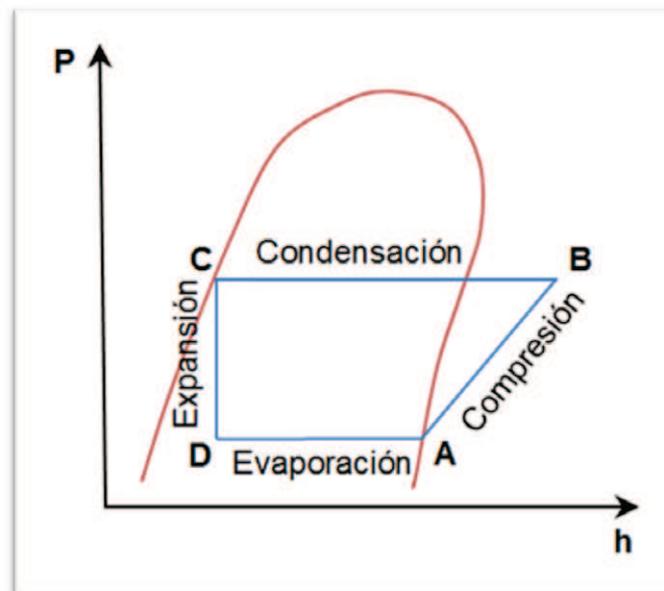


Figura 1.2 Diagrama Presión – entalpía de un ciclo de refrigeración saturado simple²

En la Figura 1.2 se representan los cuatro procesos principales que ocurren uno a continuación de otro para formar el ciclo de refrigeración saturado simple (ciclo ideal de refrigeración). Éstos procesos son: compresión, condensación, expansión y evaporación.

- **Proceso de compresión:** En el tramo AB el refrigerante ingresa en el compresor como vapor saturado y debido a un incremento de presión y temperatura sale como vapor sobrecalentado en el punto B. Éste proceso

² Fuente propia

ocurre a entropía constante (isentrópico) por lo que la entropía inicial en A, a presión baja, es exactamente igual a la del punto B a una presión alta.

En éste tramo del ciclo el refrigerante experimenta un aumento de energía debido al trabajo del compresor, a éste intercambio de energía se le conoce como trabajo del compresor sobre el refrigerante y su valor está determinado básicamente por la diferencia de entalpías entre el punto inicial y final como se expresa en la ecuación 1.1

$$w_{comp} = h_B - h_A \quad 1.1$$

h_A = entalpía a la entrada del compresor

h_B = entalpía a la salida del compresor

- **Proceso de condensación:** En el tramo BC el refrigerante cambia de un estado de vapor sobrecalentado a líquido saturado debido a que en el condensador ocurre una extracción de calor sensible y calor latente. Éste proceso de liberación de calor por parte del refrigerante se da hacia el ambiente circundante como al medio condensante dentro del condensador, el cual puede calcularse mediante la diferencia de entalpías entre los puntos B y C, como en la ecuación 1.2.

$$q_{rech} = h_B - h_C \quad 1.2$$

h_B = entalpía a la salida del compresor

h_C = entalpía a la salida del condensador

- **Proceso de expansión:** El tramo CD mostrado en el ciclo de la Figura 1.2 representa el proceso de expansión que se da en el elemento de control del refrigerante, en donde el fluido ingresa como líquido saturado y sale como una mezcla de líquido y vapor. Éste proceso es adiabático pues se da desde la temperatura alta del condensador hasta llegar a disminuir su valor en el evaporador.
- **Proceso de evaporación:** Éste proceso tiene lugar en el evaporador del equipo y es el lugar donde el fluido refrigerante a partir de una mezcla de

vapor saturado en el punto D, llega a un estado de vapor saturado en el punto A, el cual reingresa al compresor completándose así el ciclo de trabajo.

En éste tramo DA, el refrigerante absorbe calor del espacio acondicionado, lo que hace posible que el líquido experimente un proceso de evaporación. Éste calor absorbido se calcula a partir de la ecuación 1.3.

$$q_{abs} = h_D - h_C \quad 1.3$$

h_D = entalpía a la salida del evaporador

h_C = entalpía a la entrada del evaporador

1.2.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN³

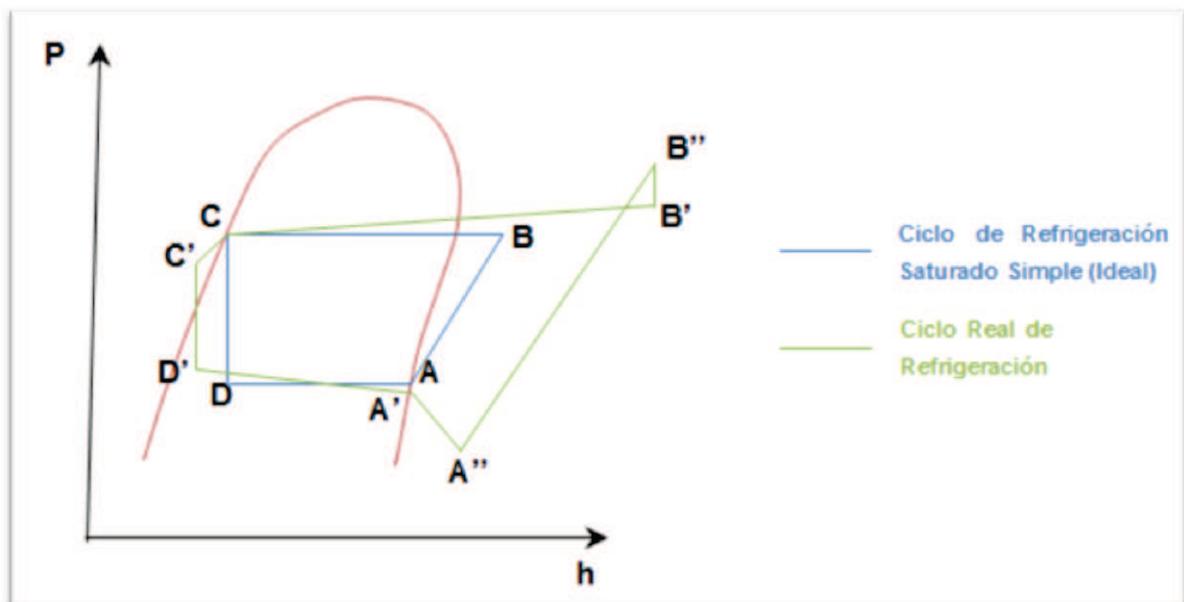


Figura 1.3 Diagrama Presión – entalpía de un ciclo real de refrigeración⁴

1.2.2.1 Desviación del ciclo saturado simple

Existen ciertas diferencias entre el ciclo real de refrigeración y el ciclo saturado simple, esto se debe a las consideraciones que realizan en cada caso. Para el ciclo saturado simple:

- Se desprecia la caída de presión que experimenta el fluido al paso por tuberías, evaporador y condensador.

³ DOSSAT, Roy; Principios de Refrigeración; págs: 147-153.

⁴ Fuente propia

- No se considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión.
- Se supone que la compresión es isoentrópica.

1.2.2.2 Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión

Se supone también en el ciclo saturado simple que el vapor de la succión llega hasta la entrada del compresor como vapor saturado seco a la temperatura y presión vaporizante, lo cual ocurre muy raramente. Lo cierto es que una vez que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado frío resultante continúa absorbiendo calor hasta volverse sobrecalentado en la entrada del compresor.

Después de hacer ciertas comparaciones entre los dos ciclos mencionados anteriormente, es importante mencionar lo siguiente:

1. El calor de compresión por unidad de masa para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que para el ciclo saturado.
2. Para la misma temperatura y presión de condensación, la temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo saturado.
3. La cantidad de calor por unidad de masa eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Ésto se debe al calor adicional absorbido por el vapor al sobrecalentarse y debido al pequeño incremento en el calor de compresión por unidad de masa.
4. La cantidad de calor latente eliminado por unidad de masa es igual para ambos ciclos, lo cual significa que para el ciclo sobrecalentado una cantidad grande de calor sensible deberá ser cedida al medio condensante antes de empezar la condensación y que una gran parte del condensador deberá ser utilizado para enfriamiento del vapor hasta su temperatura de saturación.
5. En cualquier caso en que se permita sobrecalentarse al vapor antes de llegar al compresor, la masa de refrigerante circulado por un compresor de cualquier desplazamiento, siempre será menor que cuando el vapor llega al

compresor en condiciones saturadas, considerando que la presión es la misma.

6. El efecto que el sobrecalentamiento del vapor de la succión tiene en la capacidad del sistema y en el coeficiente de rendimiento depende por completo de dónde y cómo ocurra el sobrecalentamiento del vapor y de que, si de un modo u otro el calor absorbido por el vapor para sobrecalentarse se traduzca en un aprovechamiento del enfriamiento.

1.2.2.3 Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento

En el caso de que el sobrecalentamiento del vapor de succión ocurra de tal forma que no se tenga un aprovechamiento de enfriamiento, el refrigerante por unidad de masa circulada es el mismo para ambos ciclos (saturado y sobrecalentado) trabajando a las mismas temperaturas vaporizante y condensante y por lo tanto la razón de flujo de masa de refrigerante necesario por capacidad unitaria refrigerante, será también la misma.

Debido a que la razón de flujo de masa de refrigerante es la misma para ambos ciclos y debido a que el volumen específico del vapor a la entrada del compresor es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado, se deduce que la razón de flujo de volumen de vapor que el compresor debe manejar por capacidad unitaria refrigerante es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. De igual manera debido a que el calor de compresión por unidad de masa es mayor para el ciclo sobrecalentado, se deduce que la potencia requerida por unidad de capacidad refrigerante es mayor para el ciclo sobrecalentado y menor el coeficiente de rendimiento.

En resumen, cuando el sobrecalentamiento del vapor ocurre sin aprovechar el enfriamiento, la razón de flujo de volumen de vapor por capacidad unitaria, la potencia requerida por capacidad unitaria y la cantidad de calor eliminada en el condensador por capacidad unitaria son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Ésto quiere decir que el compresor, el impulsor del compresor y el condensador deberán de ser mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

1.2.2.4 Sobrecalentamiento para aprovechar el enfriamiento

Ahora suponiendo que todo el calor tomado por el vapor de la succión es con aprovechamiento del enfriamiento, se tiene que el efecto refrigerante por unidad de masa se aumenta en una cantidad igual a la aumentada por el sobrecalentamiento. De igual manera se establece que la razón de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

Aun cuando el volumen específico del vapor en la succión y el calor de compresión por unidad de masa ambos son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado, el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria y la potencia requerida por capacidad unitaria, ambas son menores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Ésto debido a la disminución que se tiene en la razón de flujo de masa.

Para el ciclo sobrecalentado, tanto el efecto refrigerante por libra como el calor de compresión por libra son mayores que para el ciclo saturado. Sin embargo, debido a que el aumento en el efecto refrigerante es mayor proporcionalmente que el aumento en el calor de compresión, el coeficiente de rendimiento para el ciclo sobrecalentado es mayor que para el ciclo saturado.

El sobrecalentamiento del vapor en la succión puede ocurrir en cualquiera o en cualquier combinación de las siguientes formas:

1. Al final del evaporador.
2. En la tubería de succión instalada dentro del espacio refrigerado (por lo general se le llama “curva secadora”)
3. En la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado.
4. En la succión-líquido del cambiador de calor.

1.2.2.5 Sobrecalentamiento en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado

El vapor refrigerante frío que proviene del evaporador se vuelve sobrecalentado mientras fluye por la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado, el calor tomado por el vapor es absorbido del aire de los alrededores y por lo mismo

no se aprovecha su enfriamiento. Con anterioridad se demostró que se tiene una reducción en la eficiencia del ciclo cuando se aprovecha el enfriamiento del vapor. Entonces es obvio, que deberá evitarse el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado, cuando esto resulte práctico.

1.2.2.6 Sobrecalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado

Para asegurar una operación adecuada en la válvula de control del refrigerante y para prevenir sobreflujo de líquido refrigerante en el evaporador que pudiera llegar hasta el compresor, para ciertos tipos de válvula usadas para control del refrigerante, será necesario hacer los ajustes pertinentes para que por completo el líquido sea evaporado antes de su llegada al final del evaporador.

En estos casos, el vapor frío continuará absorbiendo calor a medida que éste fluye hasta el final del evaporador. Debido a que el calor necesario para sobrecalentar al vapor es tomado del espacio refrigerado, es aprovechado el enfriamiento del vapor por lo que se aumenta el efecto refrigerante por una unidad de masa de refrigerante en una cantidad igual a la cantidad de calor absorbida en el sobrecalentamiento.

1.2.2.7 Efectos del subenfriamiento en el líquido

La condición de vapor refrigerante que llega a la succión del compresor es la misma para ambos ciclos. Por esta razón el volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo para ambos ciclos saturado y subenfriado y, dado que la razón de masa por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado se deduce que volumen de vapor manejado por el compresor por capacidad unitaria será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

1.2.2.8 Cambiadores de calor succión-líquido

Otro método para subenfriar el líquido consiste en instalar un cambiador de calor entre el líquido y el vapor frío de la succión antes de la entrada del mismo condensador. En un cambiador de calor succión líquido, el vapor de succión frío es pasado a través de un cambiador de calor en contraflujo para que el líquido refrigerante caliente que fluye a través de la tubería del líquido pasa hasta la válvula de control del refrigerante.

1.2.2.9 Efecto de las pérdidas de presión debidas a la fricción

El refrigerante experimenta una caída de presión para vencer la fricción, tanto interna (dentro del líquido) como externa (superficie), mientras fluye a través de tuberías, evaporador, condensador, depósito receptor y a través de válvulas y pasos en el compresor.

1.2.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN Y SU RELACIÓN CON LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Debido a que un equipo de aire acondicionado trabaja cumpliendo un ciclo de refrigeración, es pertinente mencionar que sus elementos se encuentran en una constante transformación de energía, la misma que cumple con la Primera Ley de la Termodinámica o Principio de Conservación de la Energía, que establece lo siguiente: “La energía no se crea ni se destruye solamente se transforma”.

1.2.4 TERMINOLOGÍA EMPLEADA EN REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

- **Psicrometría:** Es el estudio de las propiedades del aire. En el estudio y proyectos de aire acondicionado, la sicrometría abarca la medida y la determinación de las propiedades del aire existente en el recinto o edificio que se va a acondicionar.
- **Aire:** El aire se compone de Nitrógeno 78%, Oxígeno 21% y 1% de una mezcla de Hidrógeno, gas carbónico y Argón.
 - Peso molecular = 28,96 [g/mol].
 - Peso específico = 1,2928 [kg/m³].
 - Constante del aire R = 29,27.
 - Calor específico a 20 [°C] y 1033 [kg/cm²]:
 - A presión constante $c_p = 0,241$ [kcal/kg.K].
 - A volumen constante $c_v = 0,172$ [kcal/kg.K].
- **Mezcla aire – vapor de agua:** El aire contiene vapor de agua en cantidades variables, en los diferentes estados climáticos del medio ambiente.

El aire húmedo está compuesto por aire seco y vapor de agua; este aire seco a su vez, se compone de otros gases, principalmente por oxígeno, nitrógeno y

otros en menor proporción no muy variable. El único componente que sí presenta variaciones significativas es el vapor de agua.

La cantidad de vapor de agua presente en el aire puede ser cuantificada y caracterizada por los términos sicrométricos de: presión de vapor, humedad relativa y humedad absoluta; la temperatura del aire húmedo puede expresarse con base a la temperatura del bulbo seco o la del bulbo húmedo. Además de las propiedades de entalpía y volumen específico.

- **Presión del vapor parcial:** Es la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo. Ésta presión es pequeña con relación a la presión atmosférica.
- **Presión del vapor saturado:** Ésta presión es cuando el aire está completamente saturado con vapor de agua (existen tablas de presión de vapor saturado de acuerdo a las diferentes temperaturas del aire).
- **Humedad relativa:** Es la humedad que contiene una masa de aire, en relación con la máxima humedad absoluta que podría admitir sin producirse condensación, conservando las mismas condiciones de temperatura y presión atmosférica. La humedad relativa se calcula mediante la ecuación 1.4

$$H_r = \frac{P_v}{P_s} = \frac{\text{Presión parcial del vapor}}{\text{Presión del vapor saturado}} \quad 1.4$$

- **Humedad específica:** Es la cantidad de vapor de agua contenido en el aire medido en gramos de vapor de agua por gramos de aire seco. La humedad específica se calcula mediante la ecuación 1.5

$$H_e = \frac{m_v}{m_s} = \frac{\text{masa de vapor de agua}}{\text{masa de aire seco}} \quad 1.5$$

- **Gráfico psicrométrico:** El gráfico sicrométrico es un elemento que simplifica la medida de las propiedades del aire, eliminando tediosos cálculos que de otro modo serían necesarios. Éste gráfico representa las condiciones o propiedades del aire, tales como, la temperatura, humedad y punto de escarcha.
- **Temperatura de bulbo seco:** Es la temperatura del aire medida con un termómetro común.
- **Temperatura de bulbo húmedo:** Es la temperatura del aire medida con un termómetro común, cuyo bulbo de vidrio haya sido cubierto con una gasa

húmeda. La temperatura puede medirse después de haber agitado rápidamente el termómetro en el aire.

- **Temperatura del punto de escarcha:** El punto de escarcha se puede definir, como la menor temperatura a la que se puede enfriar el aire sin que se produzca condensación del vapor de agua o humedad, o, dicho de otra manera más sencilla: “la temperatura en la cual la humedad se condensa en una superficie”.
- **Calor latente:** El calor latente se identifica como: calor latente de evaporación, que es el calor necesario para llevar un líquido al estado de vapor; y calor latente de fusión, que es el calor que hay que extraer para cambiar al sólido en líquido.
- **Calor sensible:** Se llama calor sensible, al calor que aumenta la temperatura del aire, pero sin modificar el contenido de humedad.
Aplicando al aire el principio de calor sensible, los cambios que en él se producen, son los correspondientes a su temperatura.
- **Calor específico:** Se define como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. En general ésta energía depende de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante c_v y calor específico a presión constante c_p . El calor específico a volumen constante c_v se puede considerar como la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante. La energía requerida para hacer lo mismo cuando se mantiene constante la presión es el calor específico a presión constante c_p .
- **Confort:** El confort constituye el proporcionar las condiciones apropiadas para las tareas de manufactura de diversos procesos y la preservación de materiales de equipos. El confort se ve influenciado por aspectos como la temperatura, humedad, velocidad del aire, calor radiante, vestuario e intensidad de trabajo.
- **Tonelada de refrigeración:** Es la cantidad de calor absorbida a una tonelada de agua a 32°F para cambiarla a una tonelada de hielo a 32°F en un día. En ésta definición se entiende que una tonelada es igual a 2000 lb_m.

$$1 \text{ tonelada (Ton) de refrigeración} = \frac{2000 \text{ [lb}_m\text{]} \times 144 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}_m} \right]}{1 \text{ [día]} \times \frac{24 \text{ [h]}}{1 \text{ [día]}}}$$

$$1 \text{ Ton de refrigeración} = 12000 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$$

Donde el calor latente de fusión del agua a 32 [°F] = 144 $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb}_m} \right]$

$$1 \text{ Ton de refrigeración} = 3.5168 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

- **Efecto refrigerante:** Se le llama efecto refrigerante a la cantidad de calor que cada unidad de masa de refrigerante absorbe del espacio refrigerado.
- **Potencia Teórica:** Es la potencia necesaria para impulsar al compresor por cada tonelada de refrigeración. La potencia teórica se calcula mediante la ecuación 1.6.

$$\frac{Thp}{ton} = \frac{J_t \dot{m}_t \Delta h_t}{33000} \quad 1.6$$

Donde,

J_t : Equivalente de energía mecánica igual a 778 $\frac{\text{pie-lb}}{\text{Btu}}$

- **Coficiente de desempeño (COP):** Cuando se trata de un sistema de refrigeración, el objetivo es lograr la máxima extracción de calor de la región que se encuentra a baja temperatura, al menor costo. El coeficiente de desempeño o de realización es la relación de la cantidad de calor extraída de la región de baja temperatura a la energía que se paga para lograr dicho proceso, por lo tanto el COP es un parámetro que dice de la bondad del sistema de refrigeración.

Cualquier sistema de refrigeración, simple, complejo, reversible o irreversible, podrá representarse bajo el siguiente esquema (Figura 1.4), pero que desde el punto de vista termodinámico ayuda a entender el coeficiente de desempeño.

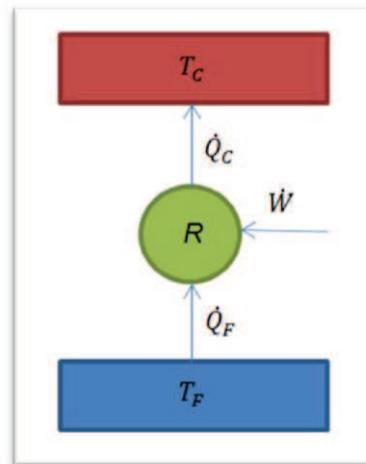


Figura 1.4 Esquema elemental de un sistema de refrigeración⁵

$$\dot{W} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F \quad 1.7$$

Donde,

R: Cualquier sistema de refrigeración.

\dot{W} : Potencia total requerida para hacer funcionar el sistema de refrigeración [kW]. Es la energía que cuesta.

\dot{Q}_F : Tasa de extracción total de calor de la región de baja temperatura en $\left[\frac{kJ}{h}\right]$.

\dot{Q}_C : Rechazo de calor a la región de alta temperatura, que en este caso corresponde a la ambiental en $\left[\frac{kJ}{h}\right]$.

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{|\dot{W}|} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C - \dot{Q}_F} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}_F} - 1} \quad 1.8$$

- **Tasa de refrigerante (α):** Este parámetro indica la cantidad de refrigerante que debe circular por el sistema o por algún elemento del sistema por tonelada de refrigeración. Este parámetro puede expresarse en $\left[\frac{lbm}{Ton-h}\right]$ o en $\left[\frac{kgm}{Ton-h}\right]$, y de una manera directa refleja el tamaño de la instalación. La tasa de refrigerante se calcula a través de la ecuación 1.9.

⁵ Fuente propia

$$\alpha = \frac{12000 \left[\frac{Btu}{h} \right]}{1 \text{ Ton Ref.}} \times \frac{1}{Q_{EF} \left[\frac{Btu}{lb_m} \right]} = \frac{12000}{Q_{EF}} \left[\frac{lb_m}{Ton-h} \right]$$

$$\alpha = \frac{3.5168 \left[\frac{kJ}{s} \right]}{1 \text{ Ton Ref.}} \times \frac{1}{Q_{EF} \left[\frac{kJ}{kg_m} \right]} = \frac{3.5168}{Q_{EF}} \left[\frac{kg_m}{Ton-s} \right]$$

$$\alpha = \frac{12660.48}{Q_{EF}} \left[\frac{kg_m}{Ton-s} \right] \quad 1.9$$

Donde,

Q_{EF} : Efecto refrigerante o calor latente disponible para el proceso de refrigeración expresado en $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$.

- **Tasa de energía (ϵ):** Es la energía que cuesta por tonelada de refrigeración para poner en funcionamiento un sistema de refrigeración. La tasa de energía se calcula a través de la ecuación 1.10.

$$\epsilon = \alpha W$$

$$\epsilon = \frac{3.5168}{Q_{EF}} \left[\frac{kg}{Ton-s} \right] \times W \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\epsilon = \frac{3.5168}{\frac{Q_{EF}}{W}} \left[\frac{kJ}{Ton-s} \right]$$

$$\epsilon = \frac{3.5168}{COP} \left[\frac{kW}{Ton} \right] \quad 1.10$$

- **Costo mensual de energía (θ):** Es la cantidad de dólares que se debe pagar por el uso de la energía. El costo mensual de energía se calcula a través de la ecuación 1.11.

$$\theta = \epsilon \left[\frac{kW}{Ton} \right] \times K [Ton] \times C \left[\frac{USD}{kW-h} \right] \times F \left[\frac{24h}{1día} \right] \left[\frac{30 días}{1 mes} \right]$$

$$\theta = \frac{3.5168}{COP} \times K \times C \times F \times 720 \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$\theta = \frac{2532}{COP} \times K \times C \times F \left[\frac{USD}{mes} \right] \quad 1.11$$

Donde,

K: Capacidad nominal de refrigeración.

C: Precio de la energía eléctrica $\frac{USD}{kW-h}$.

F: Factor de uso del equipo de refrigeración $0 \leq F \leq 1$.

- **Flujo volumétrico a la succión (ω):** Este parámetro se establece normalmente por tonelada de refrigeración y a las condiciones de presión y temperatura en la succión del compresor. Este flujo volumétrico dice del tamaño del compresor para un refrigerante dado. El flujo volumétrico a la succión se calcula a través de la ecuación 1.12.

$$\omega = \alpha v \left[\frac{m^3}{Ton - h} \right]$$

$$\omega = \left[\frac{kg}{Ton - h} \right] v \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad 1.12$$

- **Eficiencia volumétrica (η_v):** En este caso se refiere al compresor y es la capacidad que este tiene para manejar una determinada masa de gas. Este parámetro depende de la temperatura y presión del gas en el cabezal de succión del compresor, del espacio muerto, del tipo de enfriamiento de la camisa del compresor, de las fugas del gas y de la relación de presiones en el proceso de compresión. La eficiencia volumétrica se calcula a través de la ecuación 1.13.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_T} \quad 1.13$$

Donde,

\dot{m}_R : Flujo másico real de refrigerante descargado por el compresor en $\frac{kg}{s}$.

\dot{m}_T : Flujo teórico que podría manejar el compresor si la eficiencia volumétrica fuera de 100/100.

1.3 COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESION DE VAPOR

1.3.1 COMPRESOR

El compresor cumple dos funciones vitales en el ciclo de refrigeración, la primera consiste en bajar la presión y temperatura del refrigerante en el evaporador para que pueda absorber calor hasta que logra evaporarse por completo. La segunda función es elevar la presión y temperatura del refrigerante, para luego descargarlo al condensador donde puede rechazar calor.

Los compresores utilizados para refrigeración se pueden clasificar en función del método utilizado para conseguir el efecto de compresión de la siguiente manera:

- *Compresores volumétricos o de desplazamiento positivo*; en los que el aumento de presión se consigue introduciendo al vapor en un espacio cerrado para posteriormente reducirlo mediante una acción mecánica. A este grupo pertenecen los compresores alternativos y los compresores rotativos.
- *Compresores dinámicos*; en los que el aumento de presión se obtiene transmitiendo energía cinética al flujo constante de vapor y convirtiendo esta energía en forma de presión mediante un difusor. En este grupo están los compresores centrífugos.

Los compresores también se pueden clasificar según el montaje:

Cuando el compresor y su motor de accionamiento se ubican dentro de una carcasa totalmente sellada se denominan *compresores herméticos* (Figura 1.5).



Figura 1.5 Compresor hermético⁶

Cuando el compresor y su motor de accionamiento son accesibles de tal manera que puede abrirse para dar mantenimiento y reparación, se denomina *compresor semihermético* (Figura 1.6)

⁶ http://www.emersonclimate.com/es-LA/Products/Compressors/Hermetic_Compressors/Pages/hermetic_compressors.aspx



Figura 1.6 Compressor semihermético⁷

1.3.1.1 Compresores alternativos o reciprocantes

Se caracterizan por conseguir el aumento de presión mediante el desplazamiento longitudinal de un pistón dentro de un cilindro en el que se ha encerrado el vapor. Los compresores de este tipo son ampliamente utilizados en refrigeración industrial y acondicionamiento de aire tanto residencial como comercial (Figura 1.7).

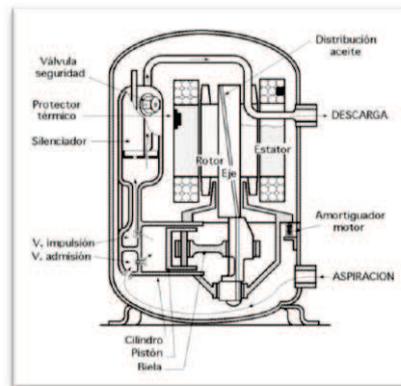


Figura 1.7 Compressor alternativo⁸

1.3.1.2 Compresores rotatorios

Están constituidos por uno o varios elementos dotados de movimiento rotativo que conforman el rotor, y situados en el interior de un cilindro, estator. Entre el estator y el rotor existe una cámara en la que el fluido aspirado se comprime. Los compresores de paletas, de émbolos radiales, de émbolos axiales y tipo Scroll son compresores rotatorios.

⁷ http://www.emersonclimate.com/es-LA/Products/Compressors/semi_hermetic_compressors/Pages/semi_hermetic_compressors.aspx

⁸ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

Los compresores rotativos son particularmente adecuados para las aplicaciones en las que se requiere un desplazamiento volumétrico elevado a presiones de operación moderadas. Se utilizan ampliamente en pequeños equipos de refrigeración, A/A tipo ventana y bombas de calor hasta de 5 toneladas (Figura 1.8).

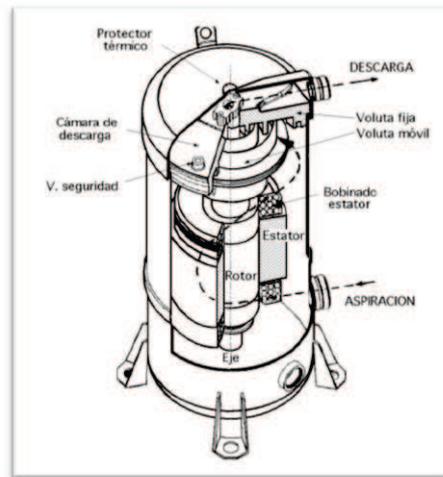


Figura 1.8 Compresor rotatorio⁹

1.3.1.3 Compresores Centrífugos

Los compresores centrífugos son dispositivos dinámicos que intercambian de forma continua momento angular entre un elemento rotativo y el flujo de vapores de refrigerante. Cuando las moléculas del fluido son aceleradas por la fuerza centrífuga avanzan y son sustituidas. El efecto global es una continua compresión del caudal de vapor. Los compresores centrífugos son máquinas de alta capacidad por lo que son usados en sistemas desde 50 a 5000 toneladas (Figura 1.9).

⁹ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>



Figura 1.9 Compresor centrífugo¹⁰

1.3.2 CONDENSADOR

El condensador está localizado de lado de la descarga del compresor, es un intercambiador de calor al cual entra refrigerante en estado de vapor saturado o sobrecalentado y sale refrigerante líquido subenfriado. El subenfriamiento en este elemento asegura que al dispositivo de expansión llegue una corriente continua de líquido y aumenta la capacidad de enfriamiento del sistema.

El medio condensante generalmente es aire o agua, de ahí que utilizan dos tipos de condensadores en sistemas de acondicionamiento de aire y refrigeración:

- Enfriados por aire
- Enfriados por agua

1.3.2.1 Condensadores enfriados por aire

Utilizan como medio condensante el aire y pueden ser de dos tipos:

- Convección natural, cuando el movimiento del aire es causado por la diferencia de densidades.
- Convección forzada, cuando el movimiento del aire es causado por un agente externo como un ventilador (Figura 1.10).

¹⁰ <http://raa-alvarez-lopez-raul.blogspot.com/2010/09/compresor-centrifugo.html>

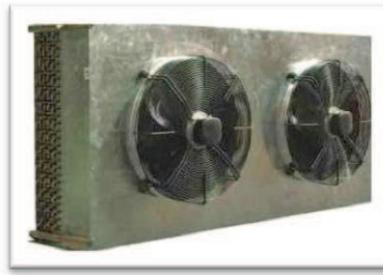


Figura 1.10 Condensador enfriado por aire¹¹

1.3.2.2 Condensadores enfriados por agua

Constan de uno o varios serpentines por los que circula el vapor del refrigerante, y que están sumergidos en agua, por lo que el intercambio térmico se realiza entre el refrigerante y el agua, a través de la superficie de los tubos.

Los condensadores enfriados por agua se clasifican en tres tipos básicos:

- *Condensador enfriado por agua de doble tubo*; consiste en dos tubos concéntricos dispuestos de tal forma que por el de menor diámetro circula el agua de refrigeración, mientras que por el espacio anular intermedio circula el vapor del refrigerante a condensar (Figura 1.11).

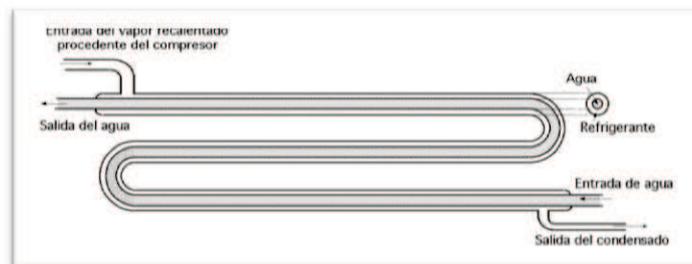


Figura 1.11 Condensador enfriado por agua de doble tubo¹²

- *Condensador de carcasa y serpentín*; está constituido por uno o varios serpentines de tubo desnudo o aleteado por los que circula el agua y una carcasa de acero por la que circula el refrigerante (Figura 1.12).

¹¹ <http://raasanchezvaleriojacqueline.blogspot.com/2010/11/condensadores-enfriados-por-aire.html>

¹² <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

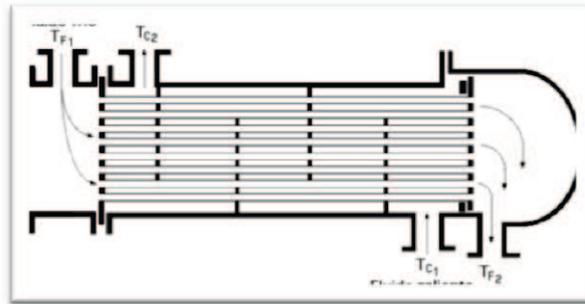


Figura 1.12 Condensador de carcasa y serpentín¹³

- *Condensador de carcasa y tubos*; consiste en una carcasa cilíndrica de acero en cuyo interior están dispuestos haces de tubos rectos, paralelos, mandrinados y ajustados herméticamente a unas pletinas o discos, soldados a los extremos de la carcasa (Figura 1.13).

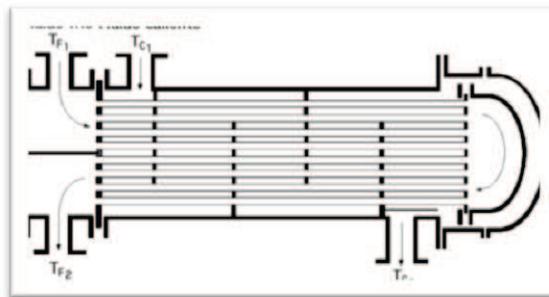


Figura 1.13 Condensador de carcasa y tubos¹⁴

1.3.3 DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO

Este dispositivo se coloca entre el condensador y el evaporador, para producir un diferencial de presión entre el lado de alta y el de baja presión del sistema; y además también regula el paso de refrigerante. Permite mantener dos parámetros:

- Una temperatura de condensación lo suficientemente alta por encima del medio condensante (agua o aire) a fin de condensar el vapor a alta presión proveniente del compresor.
- Una temperatura de evaporación lo suficientemente baja a fin de que pueda absorber calor del medio y evapore el refrigerante líquido.

¹³ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

¹⁴ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

Los dispositivos de control de flujo o de medición se pueden dividir en dos grupos:

- Dispositivos de medición fijo, que son el tubo capilar y el orificio fijo.
- Dispositivos de medición ajustable, que son las válvulas de expansión (manual, automática, termostática, etc.) y los flotadores de alta o baja presión.

1.3.3.1 TUBO CAPILAR

Este dispositivo se utiliza en sistemas de refrigeración de hasta una potencia de 5HP, como son refrigeradores domésticos y aires acondicionados tipo ventana. Es formado por un tubo de 0.5 a 5 metros de longitud con un diámetro interno de 0.6 a 2.3 mm. El líquido refrigerante entra al tubo capilar y al pasar a través de él, pierde presión a causa de la fricción, transformando una parte en vapor.

Una ventaja del tubo capilar es que al apagarse el sistema, las presiones de lado de alta y del lado de baja se equilibran. Al no tener que vencer un diferencial de presión en el arranque, permite el uso de un motor de arranque a par reducido para el compresor. Esto también puede ser una desventaja ya que al apagarse el evaporador, el compresor se puede llenar de líquido y en el próximo arranque podría dañarse. Para solucionar este problema se incluye un acumulador en la tubería de succión a la entrada del compresor.

El tamaño y longitud del tubo se seleccionan cuidadosamente para que concuerde con la capacidad de bombeo del compresor a plena carga. En la actualidad existen programas desarrollados para dimensionar este dispositivo como el programa "DANCAP 1.0" creado la empresa DANFOSS o el "Capillary Tube 1.2" de la empresa TECUMSEH (Figura 1.14).



Figura 1.14 Tubo capilar¹⁵

1.3.4 EVAPORADOR

Están constituidos por un haz de tuberías, al que llega refrigerante procedente de la válvula de estrangulamiento, parcialmente vaporizado produciéndose en el mismo la ebullición a baja presión, lo que origina la extracción de calor del medio que le rodea.

Los evaporadores se pueden clasificar de acuerdo al su funcionamiento de la siguiente manera:

- Evaporadores de expansión seca
- Evaporadores inundados

1.3.4.1 EVAPORADORES DE EXPANSION SECA

En los evaporadores de expansión seca, la alimentación del refrigerante se realiza mediante un dispositivo de expansión de forma que el líquido se evapora totalmente a lo largo del evaporador del cual sale, generalmente, con un ligero sobrecalentamiento; el líquido refrigerante está en la proporción estrictamente necesaria, para formar un vapor saturado seco, que va a proporcionar un buen funcionamiento en el compresor (Figura 1.15).

¹⁵ <http://www.favresl.com>

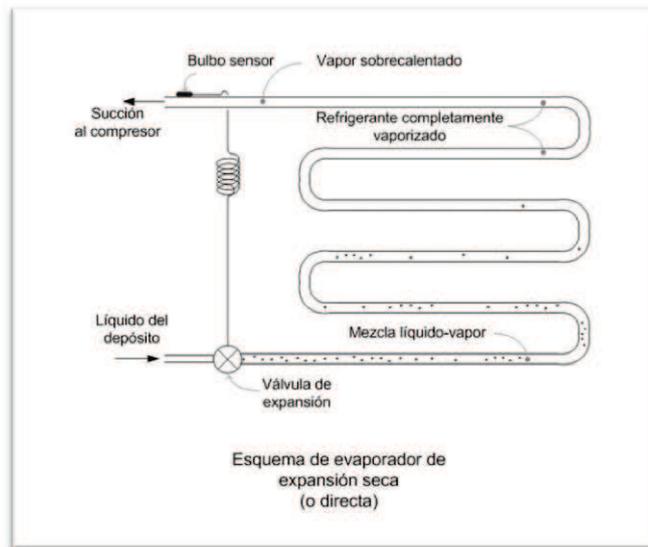


Figura 1.15 Evaporador de expansión seca¹⁶

1.3.4.2 EVAPORADORES INUNDADOS

En los evaporadores inundados, su interior se encuentra siempre completamente lleno de refrigerante líquido, regulándose la alimentación del mismo mediante una válvula de flotador, que mantiene constante el nivel de líquido en el evaporador. Son una variante del tipo anterior, pero con una expansión del líquido refrigerante más rápida y uniforme, mediante tubos unidos en derivación a unos colectores de distribución (Figura 1.16).

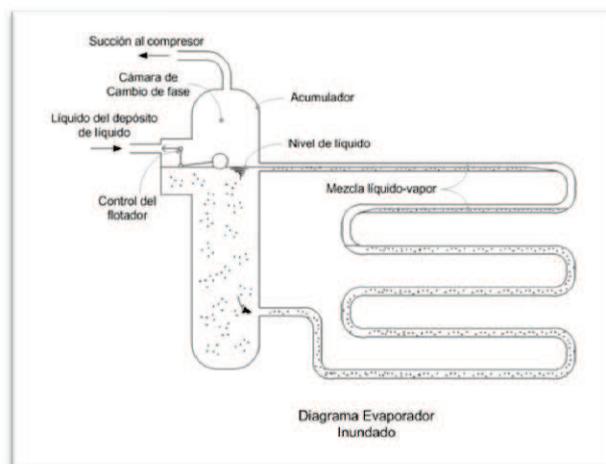


Figura 1.16 Evaporador inundado¹⁷

¹⁶ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

¹⁷ <http://libros.redsauce.net/Refrigeraci%C3%B3n/PDFs/02Refrig.pdf>

1.4 EQUIPOS UNITARIOS DE AIRE ACONDICIONADO

El equipo de aire acondicionado unitario es un sistema construido tan completo como sea posible con tuberías, controles y refrigerante, de tal forma que su instalación sea fácil y requieran únicamente conexiones de servicio y, en algunos casos, ductos para aplicación en el campo.

Los conjuntos incluyen evaporador, compresor, condensador y un sistema de expansión. Un acondicionador de aire en paquete que incluye todos los componentes en un solo conjunto se conoce como un sistema completo o auto contenido.

1.4.1 TIPOS DE EQUIPOS UNITARIOS

Los diversos tipos de unidades, consideradas como equipo unitario son los siguientes:

- Aire acondicionado de habitación
- Acondicionadores tipo consola a través de la pared
- Unidades deshumidificadoras
- Acondicionadores en un solo paquete
- Acondicionadores de sistema dividido
- Acondicionadores de techo
- Sistema de enfriamiento disecante

1.4.2 AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA

El estudio desarrollado en este proyecto se enfoca principalmente en equipos de *aire acondicionado de habitación* conocidos en el mercado como *equipos de aire acondicionado tipo ventana*. El aire acondicionado tipo ventana se desarrolló principalmente para ofrecer una forma simplificada para acondicionar una habitación. Estas unidades se consideran semiportátiles, ya que se pueden mover con facilidad.

En función de las unidades vendidas los equipos tipo ventana sobrepasan a todos los demás tipos de equipo unitario, esto debido a su bajo costo, facilidad de instalación y su amplia aplicación.

La estructura básica de estos equipos se muestra en la Figura 1.17. El equipo consta de dos partes, una sección dentro de la habitación donde el ventilador succiona aire de retorno a través del filtro y del serpentín de enfriamiento entregando aire acondicionado a la habitación. La otra sección se proyecta hacia la parte exterior de la habitación, donde el ventilador del condensador empuja aire exterior a través del condensado, extrayendo el calor absorbido por el evaporador. Un motor opera ambos ventiladores, extendiéndose la flecha de dicho motor a través de la división que los separa.

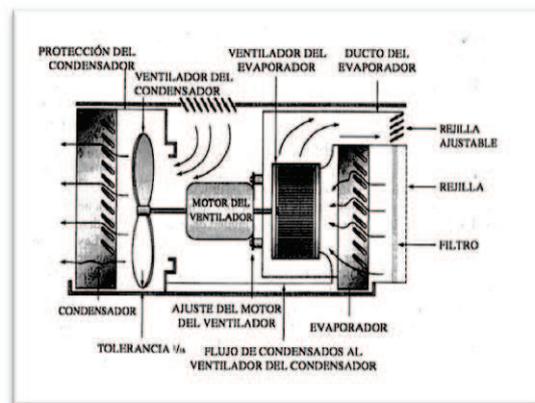


Figura 1.17 Componentes de un equipo de aire acondicionado tipo ventana¹⁸

1.5 PROPIEDADES Y RELACIONES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS

1.5.1 ENTALPÍA DE VAPORIZACIÓN

Mediante la relación de Clapeyron (ecuación 1.14), la entalpía de vaporización se calcula de la siguiente manera.

$$h_{fg} = T v_{fg} \frac{dP_{sat}}{dT_{sat}} \quad 1.14$$

De donde el parámetro v_{fg} se calcula mediante la ecuación 1.15.

$$v_{fg} = v_g - v_f \quad 1.15$$

1.5.2 ENTALPÍA DE LA FASE GASEOSA

Para el cálculo de la entalpía del gas se emplea la ecuación 1.16.

¹⁸ AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE, "MANUAL DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO" Tomo I-II-III, Prentice Hall, México, 1999

$$dh = c_p dT + \left[v + T \left(\frac{dv}{dT} \right)_P \right] dP \quad 1.16$$

Para el cálculo del c_p (calor específico a presión constante), se utiliza la ecuación 1.17.

$$c_p = c_v + R \quad 1.17$$

1.5.3 ENTROPÍA DE VAPORIZACIÓN

Mediante la ecuación 1.18 se realiza el cálculo de la entropía de vaporización.

$$s_{fg} = \frac{h_{fg}}{T} \quad 1.18$$

1.5.4 ENTROPÍA DE LA FASE GASEOSA

La entropía del gas se calcula mediante la ecuación 1.19.

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{dv}{dT} \right)_P dP \quad 1.19$$

1.6 HERRAMIENTAS MATEMÁTICAS

Para el desarrollo de las propiedades termodinámicas de cada uno de los refrigerantes utilizados que se detallan en el capítulo 3, se emplean básicamente como herramientas matemáticas tanto el “método de diferencias finitas”, particularmente el caso de “diferencias finitas centradas”, así como también el “método de iteración por convergencia”, los mismos que se explican brevemente en los numerales 1.6.1 y 1.6.2.

1.6.1 MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS CENTRADAS

El método de las diferencias finitas es un método utilizado para calcular de manera aproximada las soluciones a ecuaciones diferenciales usando relaciones de diferencias finitas o “deltas” para aproximar derivadas.

El método consiste en una aproximación de las derivadas parciales por expresiones algebraicas con los valores de la variable dependiente en un limitado número de puntos seleccionados.

Como resultado de la aproximación, la ecuación diferencial parcial que describe el problema es remplazada por un número finito de ecuaciones algebraicas, en términos de los valores de la variable dependiente en puntos seleccionados.

1.6.2 MÉTODO DE ITERACIÓN POR CONVERGENCIA¹⁹

Un método iterativo es un método que progresivamente va calculando aproximaciones a la solución de un problema. En matemáticas, en un método iterativo se repite un mismo proceso de mejora sobre una solución aproximada: se espera que lo obtenido sea una solución más aproximada que la inicial. El proceso se repite sobre esta nueva solución hasta que el resultado más reciente satisfaga ciertos requisitos. A diferencia de los métodos directos, en los cuales se debe terminar el proceso para tener la respuesta, en los métodos iterativos se puede suspender el proceso al término de una iteración y se obtiene una aproximación a la solución.

Un elemento en contra que tienen los métodos iterativos sobre los métodos directos es que calculan aproximaciones a la solución. Los métodos iterativos se usan cuando no se conoce un método para obtener la solución en forma exacta. También se utilizan cuando el método para determinar la solución exacta requiere mucho tiempo de cálculo, cuando una respuesta aproximada es adecuada, y cuando el número de iteraciones es relativamente reducido.

¹⁹ <http://www.mty.itesm.mx/dmti/materias/ma2008/lecturas/ma2008-09a.pdf>

CAPÍTULO 2

ADAPTABILIDAD DEL PROPANO Y DEL GLP (GAS LICUADO DE PETRÓLEO) COMO REEMPLAZO DEL REFRIGERANTE R-22

2.1 JUSTIFICACIÓN DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE

A partir de 1985, año en el cual se dio inicio a la primera convención para la protección de la capa de ozono efectuada en Viena, y en la que se acordó el regular las actividades humanas que perjudiquen a dicha capa y que constituyan una amenaza para el bienestar de los seres humanos, se ha convertido un tema de preocupación mundial el cambio climático y el efecto invernadero, fenómenos que a largo plazo podrían generar cambios devastadores en el planeta. Es así que, en el año 1987, se da paso al Protocolo de Montreal, el cual pretende eliminar drásticamente el uso descontrolado de sustancias agotadoras de la capa de ozono, quedando abierta la propuesta para que grandes países industrializados como Estados Unidos tomen medidas rotundas al respecto. Este protocolo ha sido objeto de varias modificaciones: Londres 1990, Copenhague 1992, Viena 1995, Montreal 1997 y Beijing 1999.

En años posteriores, nuevamente entró en debate este tema medioambiental, y fue en el año 1992 que se estableció la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (UNFCCC), con la finalidad de de estabilizar las concentraciones de gases de efecto invernadero en la atmósfera para evitar que se produzcan cambios peligrosos en el sistema climático. Acordaron los tratados internacionales para la regulación de temas medio ambientales estableciendo parámetros fundamentales para el control y preservación del ecosistema. Los refrigerantes han constituido a lo largo de la historia, sustancias nocivas para el medio ambiente, los más nocivos han sido los CFCs y los HFCs, refrigerantes que contienen Cloro, elemento que destruye los enlaces de ozono en la atmósfera y que reduce las propiedades de protección de esta capa.

Como consecuencia de esta realidad, las industrias productoras de fluidos refrigerantes han ido desarrollando el uso de refrigerantes alternativos con un coeficiente de afectación a la capa de ozono y de generación de efecto invernadero menores, que cumplan con los límites permitidos de los últimos tratados internacionales pero manteniendo las propiedades requeridas para que el desempeño en equipos de refrigeración sea eficiente.

En el caso particular de este proyecto, se ha empleado un equipo de aire acondicionado doméstico tipo ventana con una capacidad de refrigeración de 18000 Btu/h y utiliza como refrigerante el R-22. El propósito es cambiar este fluido de trabajo por dos nuevas alternativas, la primera es el gas licuado de petróleo (GLP) y la segunda es el propano de alta pureza(R-290).

La justificación de realizar este cambio es debido a que el refrigerante R-22 presenta un alto potencial de destrucción de la capa de ozono y un elevado potencial de calentamiento global, frente a un grupo de hidrocarburos como el propano, butano e isobutano que presentan cero potencial de destrucción de la capa de ozono y un bajo potencial de calentamiento global, como se muestra en la Tabla 2.1. Además de que los refrigerantes dentro del grupo de los CFCs, son sustancias que podrán estar en el mercado hasta máximo el 2014 por sus propiedades destructivas.

Tabla 2.1 Potencial de Destrucción de la capa de ozono y de Calentamiento Global de algunos refrigerantes²⁰

FLUIDO	Potencial de Destrucción de la Capa de Ozono	Potencial de Calentamiento Global
R12	100	8500
R134a	0	1300
R600a	0	11
R290	0	3
R401B	3,5	1060
R409A	5	1290

²⁰ www.tecumseh.com



Figura 2.1 Anuncio en presentación del R-22 "is going away"²¹

2.2 GAS LICUADO DE PETRÓLEO

2.2.1 DEFINICIÓN

El Gas Licuado de Petróleo (GLP) es el producto más liviano que las refinerías entregan al mercado, obtenido del refinado del petróleo por destilación fraccionada. Este término es aplicado para ciertas combinaciones de hidrocarburos como butano, propano, isobutano o mezclas butano-propano.

Es comúnmente usado como combustible, se mantiene en estado líquido a altas presiones y bajas temperaturas, por lo que se transporta y almacena en estado líquido. Cuando es liberado en forma controlada a presión atmosférica y a temperaturas relativamente bajas se vaporiza y puede ser usado como gas.

2.2.2 COMPOSICIÓN DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Los principales constituyentes del gas licuado de petróleo (GLP) son el propano (C_3H_8) y el butano (C_4H_{10}), sin embargo su composición es función de otros hidrocarburos (como propilenos, butilenos, metanos, etanos, etc.) que se hallan contenidos en el seno del gas natural. La Tabla 2.2 muestra los hidrocarburos que generalmente están presentes en los gases licuados de petróleo (GLP).

²¹ www.dupont.com

Tabla 2.2 Hidrocarburos presentes en el gas licuado de petróleo²²

Hidrocarburos	Punto de ebullición[°C]
Metano	-161,49
Etileno	-103,71
Etano	-88,63
Propileno	-47,70
Propano	-42,07
Isobutano	-11,73
Isobutileno	-6,90
Butileno-1	-6,26
Butadileno - 1, 3	-4,41
n – Butano	-0,5
Butileno – 2	3,72
Butileno - 2 Transportado	0,88
Butidileno - 1, 2	10,85
Pentano – ilenos	28,00

2.2.3 COMERCIALIZACIÓN DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Para propósitos de comercialización, los gases licuados de petróleo deben cumplir una serie de pruebas globales de especificación, garantizando que estas mezclas contengan los compuestos adecuados y la pureza necesaria para un uso determinado.

²² BECCO Lorenzo; "Los G.L.P"; Pág.: 123

Generalmente, una mezcla comercial es identificada por su presión de vapor a temperatura atmosférica, dependiendo del hidrocarburo puro de mayor concentración. Se tienen tres grados comerciales de gas licuado de petróleo referidas a butano comercial, propano comercial y una mezcla propano-butano.

En el país, el gas licuado de petróleo tiene una composición ideal de 60-70% propano y 30-40% butano (porcentaje en volumen).

2.2.4 PROPIEDADES DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Las propiedades del gas licuado de petróleo están reguladas por las especificaciones dadas por la NGAA (National Gasoline Association of America) y por la CNGA (California Natural Gasoline Association), resumidas en la publicación de: "Handbook Butane - Propane gases".

Las propiedades de los gases licuados de petróleo pueden ser determinadas de forma analítica, completa y precisa en términos del componente hidrocarburo puro de mayor concentración; por ejemplo, si hablamos de climas fríos donde las mezclas de gas licuado de petróleo contienen grandes concentraciones de propano, se llega a determinar que las principales propiedades de ésta mezcla como presión de vapor, calor latente de vaporización, volumen de vapor, límite de inflamabilidad, entre otras, son las correspondientes al propano.

La Tabla 2.3 proporciona los valores aproximados de las propiedades del gas licuado de petróleo emitidas por la NLPGA (Natural LP-Gas Association) que se encuentran en la norma NFPA Estándar N°58 (National Fire Protection Association) "Standard for the Storage and Handling of Liquefied Petroleum gases".

Tabla 2.3 Propiedades aproximadas de GLP²³

	Propano Comercial NLPGA	Butano Comercial NLPGA
Presión de vapor en [psig] a:		
70 [°F]	132	17
100 [°F]	205	37
105 [°F]	216	41
130 [°F]	300	69
Gravedad específica de líquido a 60 [°F]	0,509	0,582
Punto inicial de ebullición a 14.7 [psia], en [°F]	-51	15
Peso por galón de líquido a 60 [°F], en [lb]	4,24	4,81
Calor específico de líquido Btu/lb a 60 [°F]	0,588	0,549
Pie cúbico de vapor por galón a 60 [°F]	36,39	31,26
Pie cúbico de vapor por libra a 60 [°F]	8,58	6,51
Gravedad específica de vapor (aire = 1) a 60 [°F]	1,52	2,01
Temperatura de ignición en el aire, en [°F]	920-1120	900-1000
Máxima temperatura de combustión en el aire, grados [°F]	3595	3615
Límites de inflamabilidad en el aire, mezcla de aire-gas:		
(a) Inferior	2,15	1,55
(b) Superior	9,60	8,60
Calor latente de vaporización al punto de ebullición:		
(a) Btu por libra	185	167
(b) Btu por galón	785	808
Valores de calor totales después de la vaporización:		
(a) Btu por pie cúbico	2516	3280
(b) Btu por libra	21591	21221
(c) Btu por galón	91547	102032

²³ Fuente: NFPA Standard N°58 (Standard for the Storage and Handling of Liquefied Petroleum Gases).

2.2.4.1 Presión de vapor

Se habla de presión de vapor cuando la velocidad de vaporización de líquido es igual a la velocidad de condensación de su vapor saturado. La presión ejercida por el vapor saturado sobre las paredes del recipiente herméticamente cerrado que lo contiene a una temperatura determinada, se denomina presión de vapor. Su valor es independiente de las cantidades de líquido y vapor presentes mientras existan ambas. En ésta situación de equilibrio, las fases reciben la denominación de líquido saturado y vapor saturado. Las Figuras 2.2, 2.3 y 2.4 muestran la curva de presión de vapor correspondiente al propano comercial, butano comercial y mezcla propano-butano respectivamente.

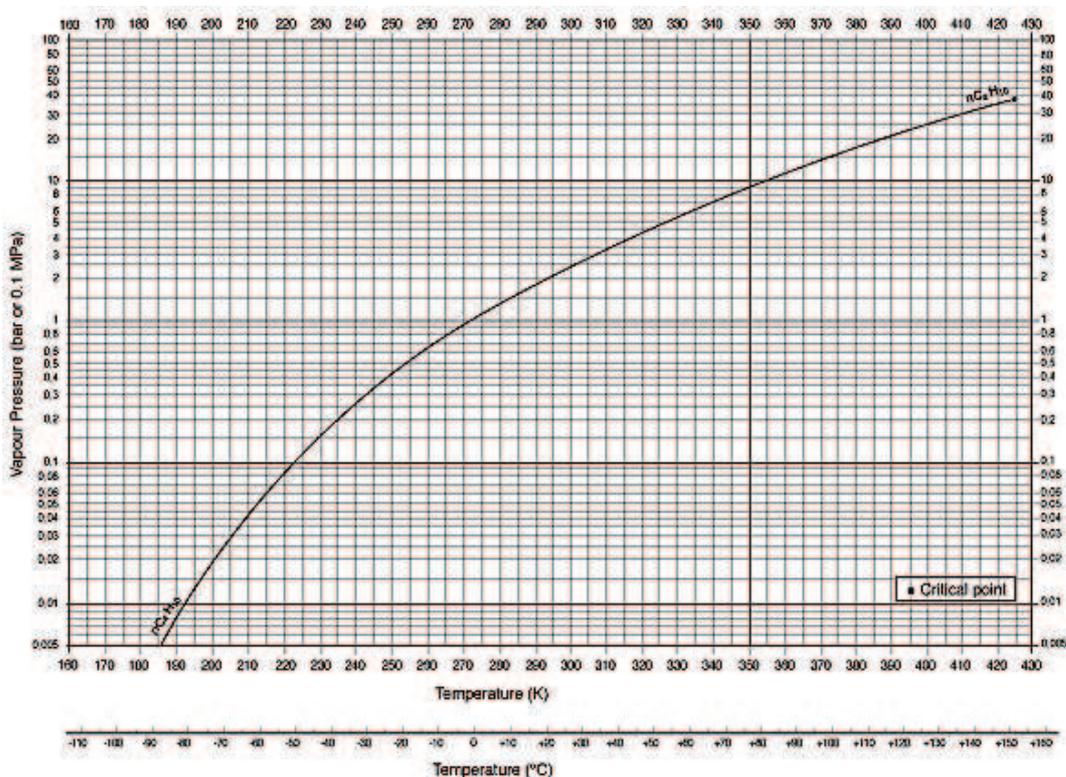


Figura 2.2 Diagrama presión vs temperatura para el butano²⁴

²⁴ http://encyclopedia.airliquide.com/images_encyclopédie/VaporPressureGraph/Butane_Vapor_Pressure.GIF

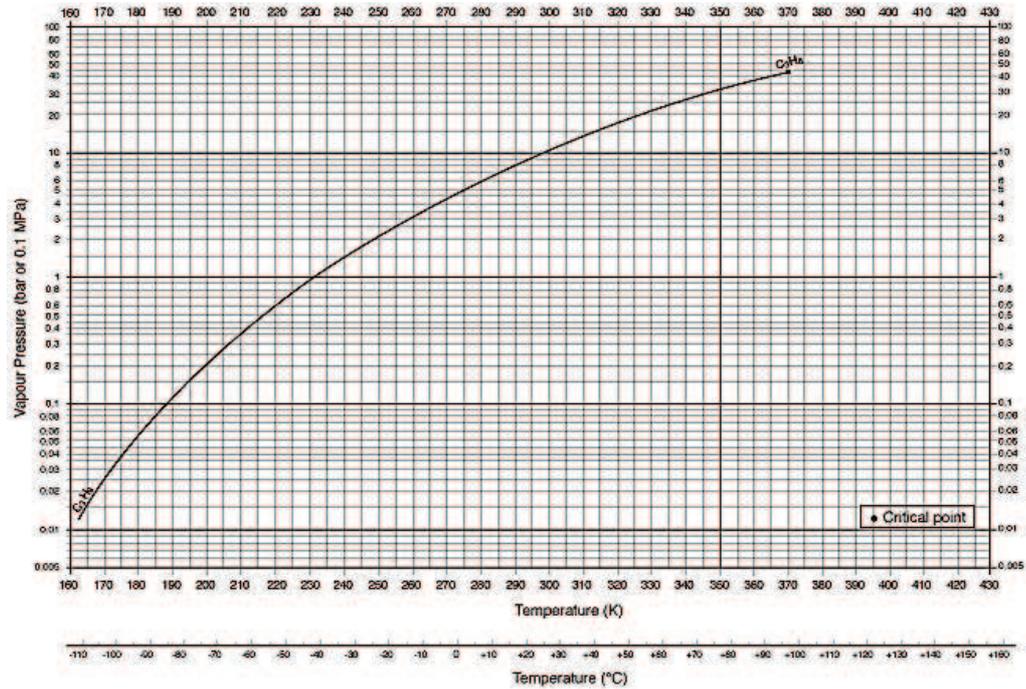


Figura 2.3 Diagrama presión vs temperatura para el propano²⁵

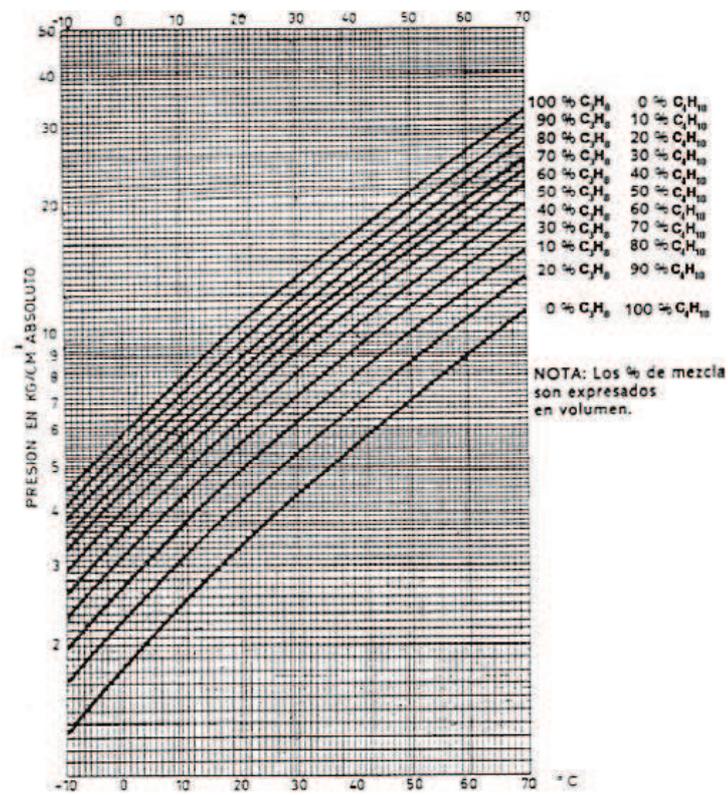


Figura 2.4 Diagrama presión vs temperatura para diferentes mezclas propano – butano²⁶

²⁵ http://encyclopedia.airliquide.com/images_encyclopédie/VaporPressureGraph/Propane_Vapor_Pressure.GIF

²⁶ BECCO Lorenzo; "Los G.L.P."; Pág.: 134

2.2.4.2 Temperatura de ebullición

La temperatura a la que empieza a hervir un líquido, a una presión determinada es la llamada temperatura de ebullición. Esta temperatura permanece constante mientras todo el líquido se convierta en vapor. Un hidrocarburo empieza a hervir cuando su presión de vapor es igual a la presión exterior que soporta.

2.2.4.3 Límites de inflamabilidad en el aire

Los gases que conforman el gas licuado de petróleo forman con el aire mezclas inflamables y para su combustión requieren de grandes cantidades de aire. Los gases resultan inflamables en el aire solo cuando se mezclan en una cierta proporción y ardera si existe en el lugar una fuente de ignición. La Tabla 2.4 muestra los límites de inflamabilidad considerados tanto para el propano comercial como para el butano comercial y la Tabla 2.5 muestra los límites de inflamabilidad de todos los gases presentes en el gas licuado de petróleo.

Tabla 2.4 Constantes físicas de hidrocarburos – Compuestos encontrados en el GLP (a)²⁷

NOMBRE FORMULA	Tabla N°4(a). CONSTANTES FISICAS DE HIDROCARBUROS – COMPUESTOS ENCONTRADOS EN GLP									
	METANO CH ₄	ETILENO C ₂ H ₄	ETANO C ₂ H ₆	PROPILENO C ₃ H ₆	PROPANO C ₃ H ₈	ISOBUTANO C ₄ H ₁₀	BUTILENO-1 C ₄ H ₈	ISOBUTILENO C ₄ H ₈	N-BUTANO C ₄ H ₁₀	ISOPENTANO C ₅ H ₁₂
Presión de vapor a 100°F (37.77°C) Psig Psla
Estado a presión atmosférica y 60°F	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas	Gas
Punto de Ebullición de líquido a presión atmosférica en °F	-268.7	-154.7	-127.5	-53.09	-43.7	10.9	19.6	31.1	82.1	
°C	-161.5	-103.7	-88.6	-47.7	-42.1	-11.7	-6.9	-0.5	27.9	
Peso de líquido a 60°F	2.5	3.3	3.11	4.35	4.23	4.69	5.004	4.86	5.20	
Libras por galón Graved. Especifica	0.3	...	0.374	0.5218	0.508	0.563	0.6002	0.584	0.625	
Graved. API	340.0	...	247	139.7	147.2	119.8	104.3	110.6	95.0	
Pies cúbicos de vapor a presión atmosférica y 60°F, formado de: 1 galón líquido 1 libra líquido	59.0 23.6	44.6 13.51	39.25 12.65	37.9 8.71	36.25 8.62	30.59 6.53	33.94 6.78	31.75 6.54	27.40 6.27	
Peso de vapor a presión atmosférica y a 60°F	4.227	7.393	7.923	11.09	11.62	15.31	14.79	15.31	19.01	
Libras x 100 pies ³ G Especifica (del aire =1)	0.554	0.9684	1.038	1.4527	1.522	2.006	1.9370	2.006	2.491	
Calor total de combustión a 60°F Btu por libra Btu por pie ³ Btu por galón	23891 1.012 ...	21650 1.601 70910	22329 1.783 69433	21060 2.335 87740	21670 2.558 91044	21265 3.354 99097	20740 3.066 104060	21315 3.368 103047	21046 4.033 106820	

²⁷ HANDBOOK, Propane - Butane

Tabla 2.5 Constantes físicas de hidrocarburos – Compuestos encontrados en el GLP (b)²⁸

Tabla N°4(b) CONSTANTES FÍSICAS DE HIDROCARBUROS – COMPUESTOS ENCONTRADOS EN GLP										
NOMBRE FORMULA	METANO CH ₄	ETILENO C ₂ H ₄	ETANO C ₂ H ₆	PROPILENO C ₃ H ₆	PROPANO C ₃ H ₈	ISOBUTANO C ₄ H ₁₀	BUTILENO-1 C ₄ H ₈	ISOBUTILENO C ₄ H ₈	N-BUTANO C ₄ H ₁₀	ISOPENTANO C ₅ H ₁₂
Pie cúbico de aire para quemar un pie cúbico de gas a p. atmosférica y 60°F Libras de aire para quemar 1 libra de gas	9.53 17.24	14.29 14.76	16.67 16.13	21.44 14.76	23.82 16.71	30.97 15.49	28.58 14.76	28.58 14.76	30.97 15.49	38.11 15.35
Limites de Inflamabilidad %Inferior en aire %Superior en aire	5.0 15.0	3.22 12.45	3.0-3.3 10.6-15	2.0 11.0	2.37 9.50	1.80 8.44	1.86 8.41	1.32 ...
Calor requerido para vaporizar líquido en el punto de Ebullición y presión atmosférica Btu por libra Btu por galón	245 712	208 686	211 696	189 622	183 774	158 741	174 872	167 836	166 797	146 797
Punto de congelamiento de líquido a presión atmosférica °F °C	-296.5 -182.5	-272.6 -169.2	-297.8 -183.2	-301.4 -185.2	-305.9 -187.7	-255.3 -159.4	-301.6 -185.3	-220.6 -140.3	-216.9 -138.3	-257.1 -160.6
Peso molecular	16.042	28.052	30.068	42.079	44.094	58.12	56.105	56.105	58.12	72.146
Galones por libra molar a 60°F	6.4	8.5	9.64	9.7	10.41	12.38	11.2	11.2	11.94	13.84
Calor específico a presión atmosférica y 60°F en Btu/lb. °F Cp líquido Cp vapor Cv líquido Cv vapor	... 0.5271 0.402 1.308	... 0.362 0.288 1.258	... 0.410 0.343 1.193	... 0.352 0.298 1.180	... 0.389 0.342 1.133	... 0.387 0.352 1.097	... 0.347 0.393 1.145	... 0.54 0.347 0.393 1.145	... 0.55@32°F 0.397 0.363 1.094	... 0.533 0.368 0.361 1.076

²⁸ HANDBOOK, Propane - Butane

2.2.5 REQUISITOS DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

En nuestro país el gas licuado de petróleo, ya sea propano comercial, butano comercial o mezcla propano-butano, debe cumplir con lo estipulado en la norma INEN 675, referente a requisitos del GLP. En la Tabla 2.7 se muestra los requisitos y los métodos de ensayo a los que debe someterse el GLP.

Tabla 2.6 Requisitos y métodos de ensayo de los diferentes tipos de GLP²⁹

REQUISITO	UNIDAD	PROPANO COMERCIAL		MEZCLA PROPANO-BUTANO		BUTANO COMERCIAL		MÉTODO DE ENSAYO
		Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	
Presión de vapor a 37,8°C (100°F)	Pascal* (Psi)		14,47x10 ⁵ (210)		13,78x10 ⁵ (200)		4,82x10 ⁵ (70)	NTE INEN 676
Temperatura de evaporación del 95% del volumen a 1,0133x10 ⁵ Pa	°C (°F)		-38,3 (-37)		2,2 (36)		2,2 (36)	NTE INEN 677
Corrosión sobre la lámina de cobre			No.1		No.1		No.1	NTE INEN 678
Contenido de azufre	mg/m ³		343		343		343	NTE INEN 679
Residuo de evaporación de 100 cm ³	cm ³		0,05		0,05		0,05	NTE INEN 681
Pentano y pesados (C5+)	%		-		2,0		2,0	NTE INEN 683
Butano y pesados (C4+)			2,5		-		-	

* 10⁵ Pa ≈ 1 kgf/cm²

2.2.6 RECIPIENTES PARA EL ALMACENAMIENTO DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO DE USO DOMÉSTICO

Según la norma INEN 111, el cilindro es el recipiente diseñado para contener el GLP, y está formado por la base, el cuerpo del cilindro, el porta válvulas y el asa. Los cilindros son recargables y considerados de fácil manejo para su transportación. De acuerdo a la capacidad nominal los cilindros de GLP, se clasifican en cilindros de 5, 10, 15 y 45 kg, siendo en nuestro medio el cilindro de 15 kg el más utilizado para el consumo doméstico.

²⁹ <http://www.inen.gob.ec>

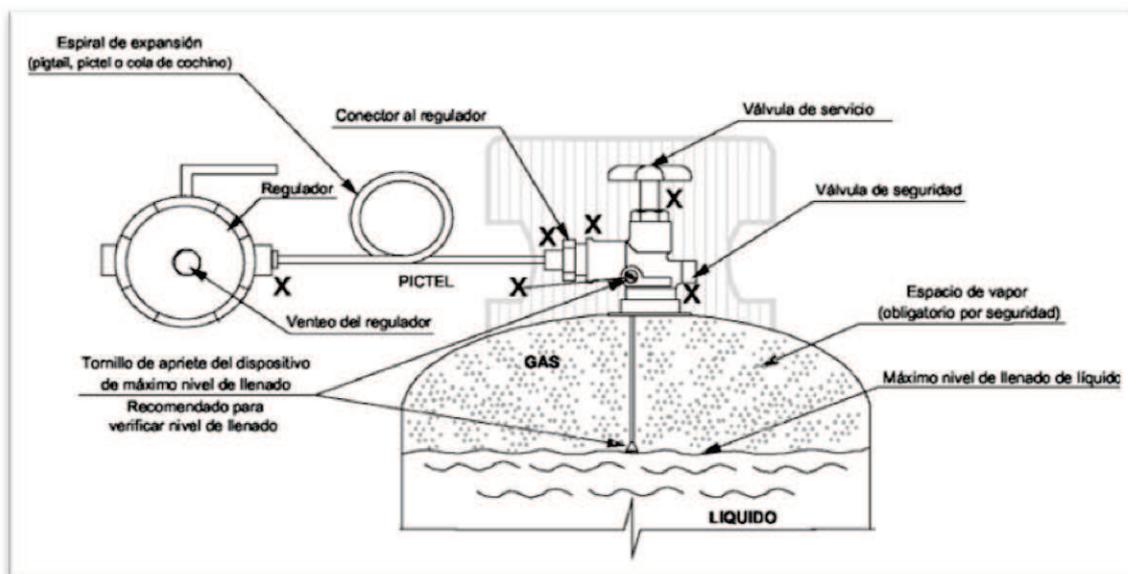


Figura 2.5 Vista interior de un cilindro cargado de GLP³⁰

2.2.7 LLENADO DE CILINDROS DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Los cilindros de GLP se llenan a presión porque en estado líquido se reduce su volumen unas 240 veces. El GLP en fase líquida se dilata por la temperatura de los recipientes que lo contienen por tal motivo no se llenan completamente para que así pueda absorber el diferencial de dilatación pues de lo contrario se producirían excesos de presión no deseados. El grado de llenado máximo es del 85% de su volumen.

La Figura 2.5 muestra cómo se encuentra el GLP dentro del cilindro, la parte superior del cilindro está ocupada por vapor y la parte inferior por líquido, tal que cuando la válvula se abre el vapor deja el recipiente e inmediatamente para reemplazar el vapor saliente, una cantidad de líquido empieza a evaporarse. Este proceso de vaporización dentro de la botella de GLP se explica en siguiente apartado.

2.2.8 PROCESO DE VAPORIZACIÓN EN LOS CILINDROS DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Dentro de una botella de GLP, la fase líquida se encuentra en equilibrio con su fase de vapor. A cada temperatura corresponde una presión de equilibrio. Este

³⁰ CEPSA; "Manual de instalación de GLP"; pág.: 42.

equilibrio se altera sólo al cambiar la temperatura o al realizar una toma de gas, según la curva de presión de vapor en el punto 2.2.4.1.

Cuando aumenta la temperatura ambiente, el líquido se dilata y condensa parte de dicho vapor alcanzándose el equilibrio a una presión de vapor superior a la inicial. Si la temperatura ambiente disminuye el equilibrio se alcanza a una presión de vapor inferior a la inicial.

Cuando se realiza una toma de gas, se pierde el equilibrio debido a que el contenido del cilindro se pone en contacto con la presión atmosférica. El GLP en fase vapor sale impulsado por su propia presión y la fase líquida empieza a evaporar tratando de alcanzar nuevamente el equilibrio. La vaporización requiere de un aporte de calor que en este caso se toma de forma natural del propio líquido enfriándose. Al estar el líquido a una temperatura inferior a la del ambiente, toma calor a través de las paredes del cilindro.

El punto de ebullición del GLP es más bajo que el del agua, A presión atmosférica el propano puro hierve a -42 [°C] y el butano aproximadamente a 0 [°C]. Una mezcla propano-butano de las que se comercializa en el país, tendrá una curva de presión de vapor más cercana al propano que al butano debido a que la mayor concentración corresponde a propano.

En la vaporización de una mezcla GLP propano-butano, el propano tiende a vaporizarse antes que el Butano debido a que su punto de ebullición es más bajo que el del butano. Debido a ello, la mezcla se va enriqueciendo en butano.

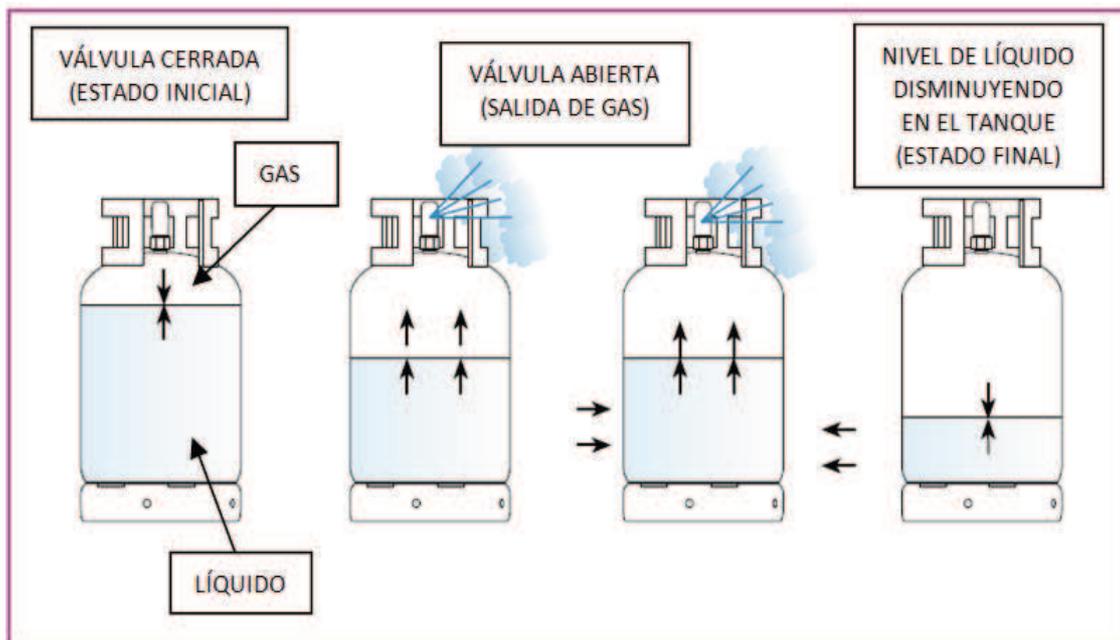


Figura 2.6 Proceso de vaporización en un cilindro de GLP³¹

2.3 COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LAS MEZCLAS

2.3.1 REGLA DE LAS FASES DE GIBBS

Permite calcular el número de grados de libertad (I) de una mezcla de n compuestos, coexistiendo en equilibrio entre sí un número (f) de fases presentes (líquido, sólido, vapor), en las mismas condiciones de presión y temperatura.

$$I = n + 2 - f \quad 2.1$$

2.3.2 SUSTANCIA PURA

Aplicando la ley de Gibbs expresada en la ecuación 1.1, para $n = 1$ y $f = 1$, el número I de grados de libertad, es:

$$I = 1 + 2 - 1 = 2 \quad 2.2$$

Lo que significa que en las regiones de fase única, señaladas en el diagrama termodinámico correspondiente a líquido, sólido ó vapor, la presión y la temperatura son dos variables independientes, es decir, sus valores se pueden fijar independientemente uno del otro.

Aplicando la ley de Gibbs expresada en la ecuación 1.1, para, $n = 1$ y $f = 2$, el número I de grados de libertad, es:

³¹ CEPISA; "Manual de instalación de GLP"; pág.: 40.

$$I = 1 + 2 - 2 = 1 \quad 2.3$$

Lo que significa que en la región bifásica, señalada en el diagrama termodinámico que corresponde a líquido-vapor, la presión y la temperatura no son dos variables independientes, por lo que fijado el valor de una de ellas queda determinado el de la otra.

2.3.3 MEZCLA BINARIA

Se puede suponer que los dos componentes A y B son miscibles entre sí en todas las proporciones, situación que no se cumple siempre en la práctica; si sólo fueran parcialmente miscibles, el estudio se complica, originando diagramas de fases como el Fe - C. Se supone que de los dos componentes, el A es el más volátil, es decir el de punto de ebullición más bajo.

$$X_A + X_B = 1 \quad 2.4$$

Donde:

X_A : Porcentaje de composición en volumen de A.

X_B : Porcentaje de composición en volumen de B.

Para una mezcla binaria monofásica, $n = 2$ y $f = 1$, el número I de grados de libertad es 3, lo que significa que, en las regiones de fase única señaladas en el diagrama termodinámico corresponden a líquido, sólido ó vapor. Además que al suponer una gráfica Presión - Temperatura - X_A para una presión determinada P de la mezcla binaria, la temperatura T y la composición X_A pueden tomar valores independientes entre sí, siempre relacionados con el de la presión fijada inicialmente.

Para una mezcla binaria bifásica, $n = 2$ y $f = 2$, el número I de grados de libertad, es 2, lo que significa que, en la región señalada en el diagrama termodinámico que corresponde a líquido-vapor, a una presión determinada P de la mezcla binaria, para cada valor de la temperatura T quedan determinadas las composiciones tanto de la fase líquida como de la fase de vapor.

2.3.4 MEZCLA ZEOTRÓPICA³²

Si en el diagrama Temperatura - Presión - X_A , el volumen correspondiente a los estados (líquido- vapor) de la mezcla (A + B) se corta por un plano $P = Cte.$, se obtiene un diagrama similar al representado en la Figura 2.7.

Las líneas denominadas de líquido saturado y vapor saturado dividen el plano (X_A , T) en tres regiones, dos monofásicas de líquido ó vapor, y una tercera de (líquido + vapor). Si se considera un proceso de calentamiento de una mezcla (A + B) de composición, $X_A = a$, siendo su estado inicial el punto 1 (fase líquida) a $P = cte.$, al ir elevándose la temperatura desde el estado 1 al 2, no cambian ni la composición ni la forma de agregación (sólido, líquido, vapor) de la mezcla. Lo anterior se explica utilizando la Figura 2.7.

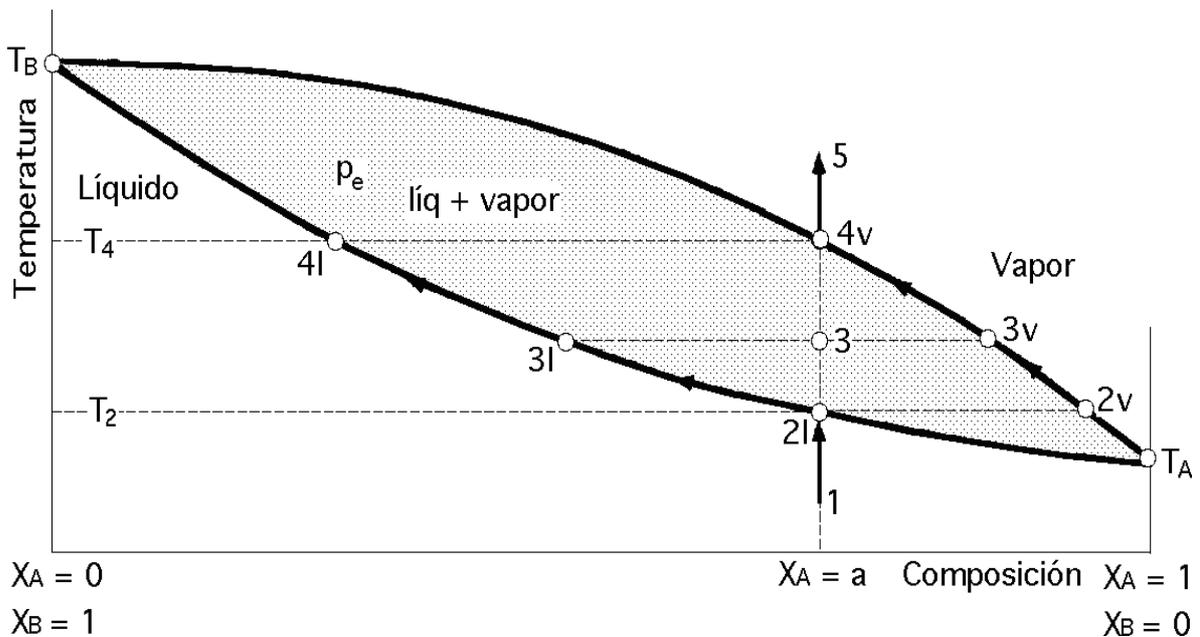


Figura 2.7 Diagrama de fases de una mezcla zeotrópica (A+B) en el plano $P = cte$ ³³

El estado 2 marca la aparición de las primeras burbujas de vapor. La característica de este incipiente sistema bifásico es que la fase de vapor (burbujas) y la fase líquida (restante masa de líquido) tienen composiciones porcentuales diferentes.

³² FERNÁNDEZ, Pedro; "Refrigeración y Calefacción"; págs.: 97-158.

³³ <http://libros.redsauce.net/>

Las primeras burbujas de vapor tienen como composición X_A , es decir, la correspondiente al punto 2v. El líquido circundante tiene la correspondiente a la composición original $X_{A(2l)} = X_A(1) = a$

Por lo que el vapor formado inicialmente es más rico en el componente más volátil A y, por consiguiente, la composición de la fase líquida residual se empobrece en dicho componente, enriqueciéndose en el menos volátil y elevándose por lo tanto su punto de ebullición. Al proseguir el calentamiento, se incrementa también la temperatura y el sistema evoluciona como una mezcla bifásica en la que:

La fase vapor es, a su vez, una mezcla binaria de composición $X_{A(3v)}$. La fase de líquido saturado es también una mezcla binaria de composición $X_{A(3l)}$

Como se observa en la Figura 2.7, ambos valores $X_{A(3v)}$ y $X_{A(3l)}$ experimentan cambios conforme la temperatura se va incrementando. La existencia del sistema bifásico concluye cuando la concentración de la fase de vapor $X_{A(4v)}$ se iguala al vapor de la concentración original $X_A(l)$ del sistema líquido inicial. Las últimas gotas de líquido que desaparecen del sistema tienen una composición $X_A(4l)$ completamente diferente de la inicial, siendo muy bajo el contenido del componente más volátil A.

Si se prosigue el calentamiento, se ocasiona una elevación de la temperatura de la mezcla, ahora monofásica, pasándose del estado del punto 4v al del 5l moviéndose a lo largo de una línea vertical de concentración, $X_A = \text{cte}$.

El proceso inverso de enfriamiento isobárico se describiría en forma análoga a partir del estado inicial representado ahora por el punto 5. De lo anterior se deduce que:

- Para valores fijos de presión y temperatura de la mezcla binaria, la composición de la fase líquida difiere de la de vapor en equilibrio con ella, siendo precisamente este hecho lo que distingue una mezcla binaria de una sustancia pura, razón por la que las mezclas azeotrópicas son más idóneas para ser aplicadas en los sistemas de expansión directa con evaporador seco, que implican menos estancamiento de masa líquida a lo largo del circuito, que aquellos que utilizan evaporadores inundados.

- Si en una instalación cargada con una mezcla zeotrópica se origina una fuga, la composición del refrigerante que resta en el interior ya no será la de la mezcla original, por lo que si se procediera a recargar con refrigerante original, la composición inicial de la mezcla quedaría alterada. Si la diferencia es importante, la única solución es proceder al vaciado y posterior carga completa de la instalación.
- Se ha podido comprobar que para cada presión considerada, las mezclas zeotrópicas presentan una significativa diferencia, llamada deslizamiento, entre la temperatura T_2 de comienzo de la ebullición y la T_4 de desaparición de la fase líquida.

Esto significa que tanto en el condensador como en el evaporador del equipo se presentarán valores de deslizamiento, que en general serán diferentes, y que alterarán los procesos de transmisión de calor, eliminándose la condición isotérmica típica de ellos, que deberá tenerse en cuenta a la hora de diseñar térmicamente ambos componentes, disponiendo los flujos en contracorriente. Las temperaturas T_A y T_B representan las temperaturas de saturación de los componentes puros A y B correspondientes a la presión, $P = \text{cte}$ en base a las cuales se construye el diagrama de equilibrio de fases.

2.3.5 DIAGRAMA TERMODINÁMICO

En las mezclas zeotrópicas tanto en el proceso isobárico de evaporación como en el de condensación las temperaturas no se mantienen constantes, por lo que en los diagramas termodinámicos correspondientes a este tipo de mezclas, no coinciden dentro de la campana de saturación las líneas isotermas con las isobaras. La Figura 2.8 muestra la representación de un ciclo de refrigeración convencional en el que pueden observarse tanto la forma que adoptan las isotermas en el interior de la campana de saturación como los valores resultantes del deslizamiento en el evaporador y condensador.

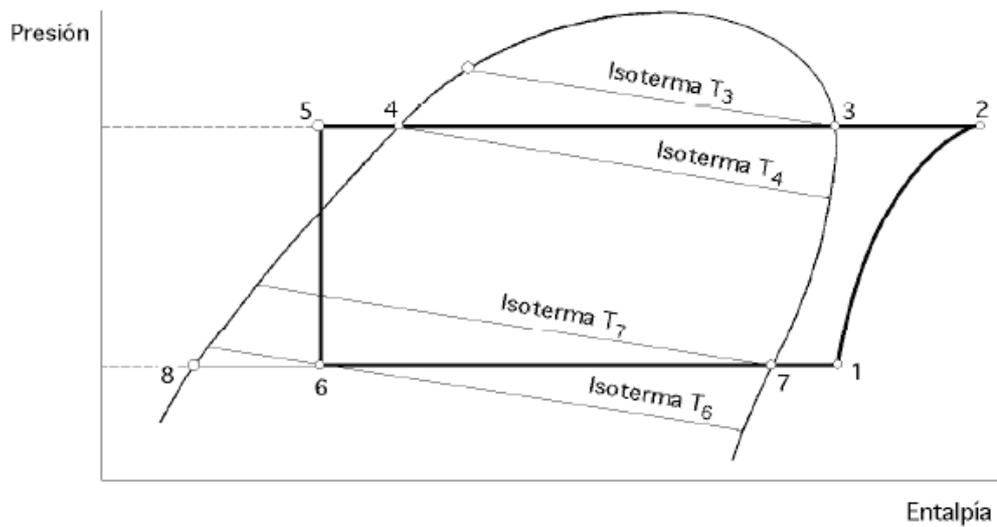


Figura 2.8 Ciclo de Refrigeración donde se puede observar el deslizamiento en el evaporador y en el condensador³⁴

Este hecho obliga a redefinir de acuerdo con A.R.I. (Air Conditioning and Refrigeration Institute), las siguientes magnitudes utilizadas en refrigeración:

$$\text{Temperatura de evaporación: } T_{evap} = \frac{T_6 + T_7}{2}$$

$$\text{Temperatura de condensación: } T_{cond} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$\text{Temperatura de subenfriamiento: } T_4 - T_5$$

$$\text{Grado de recalentamiento: } T_1 - T_7$$

$$\text{Deslizamiento en el evaporador: } T_7 - T_6$$

$$\text{Deslizamiento en el condensador: } T_3 - T_4$$

2.3.6 REPRESENTACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACION EN EL DIAGRAMA DE FASES

La Figura 2.9 muestra los diagramas de fases correspondientes a las presiones de condensación ($P_{condensación}$) y evaporación ($P_{evaporación}$), de la mezcla zeotrópica (A + B), en los que se han representado los puntos característicos correspondientes al ciclo de refrigeración de la Figura 2.8.

³⁴ <http://libros.redsauce.net/>

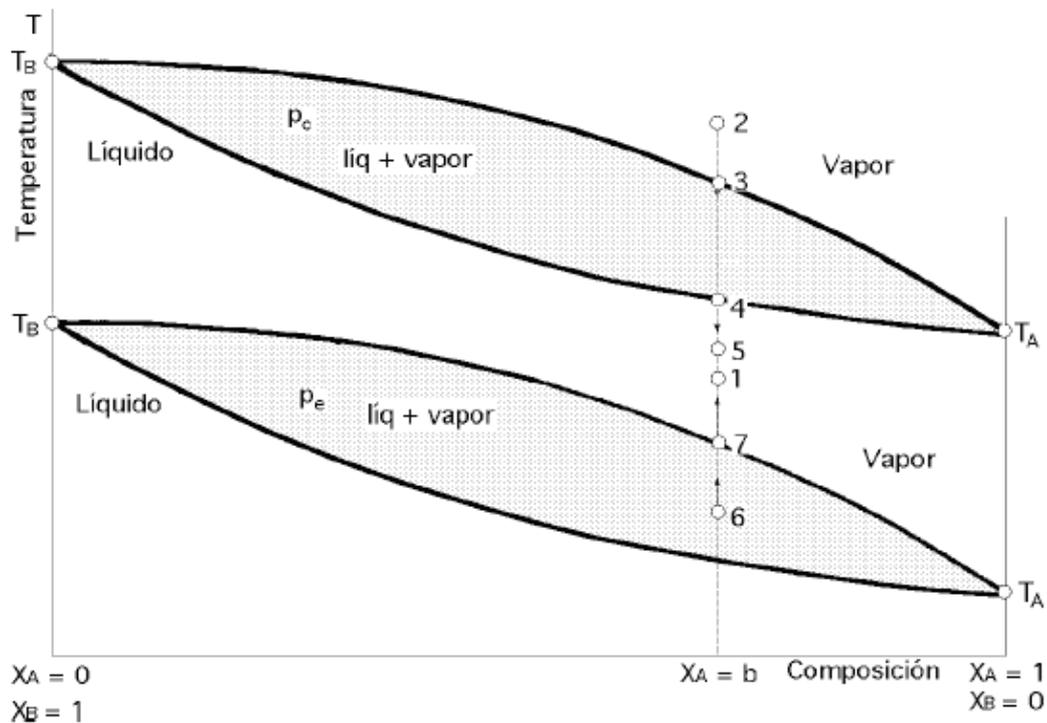


Figura 2.9 Diagrama de fases de una mezcla zeotrópica (A + B) en el plano, $P = \text{cte}$ ³⁵

Del mismo se deducen los valores de las diferentes concentraciones de las fases líquida y de vapor presentes en el evaporador y condensador, así como los valores de los deslizamientos, $T_7 - T_6$, y $T_3 - T_4$, que en ellos se originan en una mezcla zeotrópica de composición original $X_A = b$. El proceso que tiene lugar en el condensador es el (2~3~4~5), mientras que el que se produce en el evaporador es el (6~7~1) (Figura 2.8).

2.3.7 MEZCLA AZEOTRÓPICA³⁶

Algunas mezclas (A + B) presentan diagramas similares al representado en la Figura 2.10 a determinadas presiones.

³⁵ <http://libros.redsauce.net/>

³⁶ FERNÁNDEZ, Pedro; "Refrigeración y Calefacción"; págs.: 97-158.

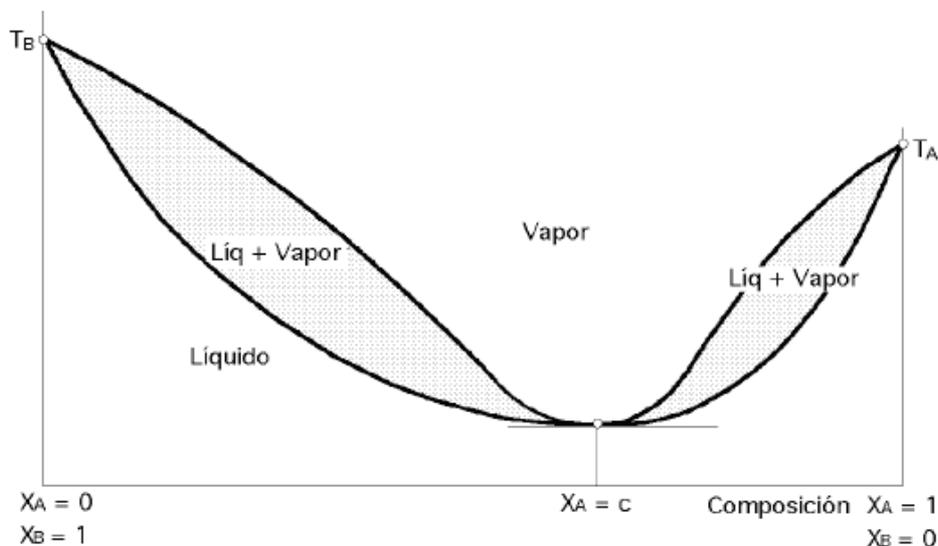


Figura 2.10 Diagrama de fases de una mezcla azeotrópica (A + B) en el plano, $P = \text{cte}$ ³⁷

En éstas mezclas se tiene la particularidad que las dos líneas que limitan la región (líquido + vapor) tienen un punto común de tangencia de pendiente nula a una presión determinada. La composición $X_A = c$, para la que esto sucede se denomina composición azeotrópica y la mezcla binaria correspondiente recibe el nombre de mezcla azeotrópica. Como se observa de la Figura 2.10, este tipo de mezclas a una presión determinada se comportan a todos los efectos como los refrigerantes de componente único.

Cuando cambia la presión, el valor de la composición azeotrópica se modifica también, desplazándose en un sentido u otro, por lo que una mezcla no es verdaderamente azeotrópica más que en una parte del ciclo de refrigeración, produciéndose en el resto los fenómenos característicos de una mezcla zeotrópica.

2.4 FACTIBILIDAD DE USO DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO Y PROPANO COMO REFRIGERANTES

En el apartado 2.2 se determina que existen tres tipos de gas licuado de petróleo que corresponden a propano comercial, butano comercial y la mezcla propano-butano que para el caso de nuestro país corresponde a una composición de 70% propano y 30% butano. En éste apartado se analiza la factibilidad de usar cada

³⁷ <http://libros.redsauce.net/>

uno de ellos como refrigerante en equipos de aire acondicionado doméstico a las mismas condiciones ambientales.

2.4.1 REQUERIMIENTOS DE LOS REFRIGERANTES

Para que una sustancia pueda ser utilizada como refrigerante, debe reunir ciertas propiedades termodinámicas, físicas y químicas. El refrigerante ideal, sería aquél que fuera capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión y el compresor.

Sin embargo todos los refrigerantes regresan al evaporador arrastrando una cierta cantidad de calor, reduciendo la capacidad del refrigerante para absorber calor en el lado de baja presión. La diferencia entre refrigerantes radica en cómo absorbe, transporta y rechaza calor al cambiar estado dentro de ciclo de refrigeración, de lo anterior, se determina el uso de cada refrigerante para determinada aplicación. Un refrigerante ideal es aquel que reúne las siguientes propiedades:

- **Calor latente de vaporización:** El calor latente de vaporización debe ser elevado, para disminuir el caudal másico del refrigerante y el calor específico en estado líquido bajo; de esta forma se consiguen elevados valores de flujo másico de refrigerante, con un aumento del efecto refrigerante.
- **Presión de condensación:** No debe ser elevada, puesto que esto aumenta el costo del compresor y dificulta la estanqueidad en el sistema.
- **Presión de evaporación:** No debe ser excesivamente baja, pero sí mayor que la presión atmosférica, para evitar que el aire pueda entrar en el sistema. Debido a que la presencia de aire en el sistema provocaría un aumento del trabajo requerido para obtener un determinado enfriamiento.
- **Temperatura crítica:** Debe ser elevada para no incrementar la presión de condensación lo que exigiría utilizar grandes superficies de intercambio en el condensador.
- **Volumen específico:** El volumen específico del vapor a la presión de evaporación debe ser reducido, para disminuir el tamaño del compresor.
- **Temperatura de congelación:** Debe ser lo suficientemente baja como para que el refrigerante no pueda solidificarse durante el trabajo normal.

- **Conductividad térmica:** Debe ser elevada, para que las superficies de intercambio no sean grandes.
- **Viscosidad:** Debe ser reducida para disminuir las pérdidas de carga en las tuberías y en los intercambiadores.
- **Resistencia dieléctrica del vapor:** En sistemas que empleen compresores herméticos debe ser elevada pues el vapor está en contacto con los arrollamientos del motor.
- **Inactividad y estabilidad:** Debe ser inerte a los materiales que forman el sistema y al aceite de lubricación del compresor y debe ser estable químicamente.
- **Solubilidad en aceite:** El refrigerante debe ser lo más inmisible posible con el aceite lubricante; de lo contrario se prefiere que sea totalmente miscible. La miscibilidad parcial crea problemas de depósitos de aceite en el evaporador, cuya solución requiere el empleo de separador de aceite y velocidades altas en la línea de aspiración.
- **Solubilidad en agua:** Cuando el agua se pone en contacto con el refrigerante puede formar una disolución o permanecer como agua libre. El agua libre es la que causa el taponamiento por congelación de las válvulas de expansión y evaporadores.
- **Propiedades Físicas y Químicas:**
 - No debe ser tóxico ni venenoso.
 - No debe ser explosivo ni inflamable.
 - Fácil de detectar cuando se fuga.
 - No debe reaccionar con la humedad.

Es evidente que no existe un refrigerante ideal que reúna todas las propiedades anteriormente descritas; no obstante, algunos fluidos poseen características que los hacen especialmente aconsejables en determinadas aplicaciones. Como norma general, el fluido refrigerante ideal sería aquel que posee todas las propiedades anteriormente citadas, y que para el caso de un fluido refrigerante real, el que mejor aproxime su comportamiento al del correspondiente ideal.

2.4.2 ANÁLISIS DE LA FACTIBILIDAD DE USAR GAS LICUADO DE PETRÓLEO Y PROPANO COMO REFRIGERANTES

De los tres tipos de gas licuado de petróleo que se comercializan, tanto el propano como el butano han sido clasificados como refrigerantes hidrocarburos según la ASHRAE y designados como R-290 y R-600 respectivamente. Sin embargo, su uso está limitado a ciertas aplicaciones que se han determinado en base a estudios como el realizado en éste trabajo.

En nuestro medio no se expende propano y butano en forma comercial, ni se dispone de otra presentación que garantice un alto nivel de pureza de cada componente. El producto que se dispone en nuestro país es una mezcla de propano-butano en una composición aproximada de 60-70% propano y 30-40% butano.

Del producto anterior se puede extraer propano con una pureza suficiente, para realizar las pruebas necesarias, esto debido al proceso de vaporización dentro del cilindro de gas licuado de petróleo explicado en el apartado 2.2.8.

Además se puede extraer butano, pues a medida que se extrae propano la mezcla dentro del cilindro se va enriqueciendo de butano, pero no se puede determinar hasta que punto se tendrá un grado de pureza de butano lo suficientemente alto para utilizarlo como refrigerante.

La mezcla propano-butano que se comercializa en nuestro país no puede considerarse como una mezcla zeotrópica, debido a la presencia de otros componentes en la mezcla y porque sus componentes principales no se encuentran en una composición determinada. La mezcla propano-butano no es recomendable para utilizar como refrigerante en un ciclo de refrigeración, a pesar de que es muy probable que funcione debido a las características de sus componentes. Sin embargo presenta algunas desventajas:

- La presencia de otros elementos en su composición puede afectar a los componentes del sistema de refrigeración o disminuir la vida útil de los mismos, esto por las impurezas presentes en la mezcla. De ahí que es preferible trabajar con sustancias con alto nivel de pureza

- Al producirse una fuga deberá retirarse todo el gas del sistema y cargarlo de nuevo puesto que no mantiene su composición original.
- Aumenta la posibilidad de que llegue líquido al compresor producto de que uno de sus componentes no logre vaporizarse por completo y sea arrastrado a la succión del compresor.

De lo anterior mencionado, se concluye que es preferible trabajar con sustancias puras, en éste caso con propano o butano puro. El R-290 (propano) se ha utilizado anteriormente en plantas de refrigeración y todavía se sigue utilizando en algunas plantas industriales. Desde los principios de la refrigeración, los hidrocarburos fueron utilizados como refrigerantes, y en la actualidad debido al impacto ambiental que producen las sustancias CFC, que reemplazaron a los hidrocarburos, se pretende regresar al uso de los mismos. En Alemania se ha utilizado en bombas de calor y aires acondicionados domésticos, con diferentes niveles de éxito. Debido a su disponibilidad en todo el mundo ha sido debatido ampliamente para reemplazar a los CFC. El propano, R-290 es un posible refrigerante para ésta aplicación, con buen rendimiento, pero debe tratarse con cuidado debido a su inflamabilidad.

En el apartado 2.5 se realiza una comparación entre el Refrigerante R-22 y el propano en un ciclo real de refrigeración con el que se demuestra la factibilidad de usar propano como refrigerante. En el Anexo 1 se encuentran los artículos publicados por Danfoss referente al uso de propano como refrigerante.

2.5 COMPARACIÓN ENTRE EL REFRIGERANTE R-22 Y EL PROPANO (R-290)

Una vez que se ha determinado que en el equipo de aire acondicionado, el único refrigerante sustituto al R-22 con el que se puede trabajar (por las razones anteriormente mencionadas) es el propano (R-290) proveniente del gas licuado de petróleo (GLP), se procede a efectuar una comparación entre los refrigerantes R-22 y R-290, de tal forma que al analizar lo que sucede en los ciclos de refrigeración para ambos casos, se pueda establecer si es o no factible el cambio

de refrigerante. Para éste propósito es importante conocer los parámetros que deben compararse entre ambos refrigerantes, estos son:

- Diferencia entre las presiones alta y baja del sistema de aire acondicionado.
- Calor latente en el cambio de estado del refrigerante a las temperaturas de condensación y ebullición.
- Trabajo del compresor por unidad de masa.
- Volumen específico del refrigerante a la succión del compresor.
- Flujo másico del refrigerante.
- Tasa de calor absorbido por el evaporador.
- Tasa de calor rechazado por el condensador.
- Potencia del compresor.

Tomando como referencia que la temperatura del medio ambiente promedio en la ciudad de Quito es de 22 [°C], se establece que la temperatura de condensación para ésta comparación de refrigerantes es de 40 [°C] y que la temperatura de evaporación es de 7 [°C].

Para la determinación de la temperatura de condensación, se tiene como recomendación que debe sumarse a la temperatura del medio ambiente (22 [°C]), un delta entre 15 y 20 [°C], para el caso de éste análisis se ha escogido un delta de 18 [°C], por lo que la temperatura de condensación es de 40 [°C].

Por su parte, la justificación de haber escogido la temperatura de evaporación mencionada anteriormente, se debe a que de forma general para equipos de aire acondicionado doméstico, ésta variable debe oscilar en el rango desde los -10 hasta los 10 [°C] (como recomendación de los fabricantes), siendo 7 [°C] una temperatura apropiada para este caso.

2.5.1 DIFERENCIA ENTRE LAS PRESIONES ALTA Y BAJA DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

En el análisis del cambio de refrigerante debe tomarse en cuenta el rango de presiones en los que trabaja el compresor con el refrigerante original, en este caso el R-22, para después compararlo con el rango que se tiene con el refrigerante sustituto (R-290) y determinar si existe la factibilidad del cambio conservando el mismo compresor en el ciclo. En la Tabla 2.7 se muestra una

comparación entre ambos rangos de presiones con los porcentajes respectivos para cada caso.

Tabla 2.7 Comparación entre los rangos de presión de los refrigerantes R-22 y R-290

REFRIGERANTE	$T_{\text{condensación}} = 40^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{evaporación}} = 7^{\circ}\text{C}$	ΔP [MPa]	Porcentaje [%]
	P_{baja} [MPa]	P_{alta} [MPa]		
R-22 (Original)	1.5280	0.6182	0.9098	100
R-290 (Sustituto)	1.3671	0.5779	0.7892	86.7

De la Tabla 2.7, se concluye que la variación entre la presión alta y baja para un compresor que emplea en el sistema refrigerante R-22, es un 13.3% mayor que cuando se emplea R-290 en ese mismo compresor; por lo que el reemplazo del refrigerante R-22 por el refrigerante R-290 resulta conveniente, es decir, se puede mantener el mismo compresor, debido a que este va a trabajar en un menor rango de presión del que originalmente fue diseñado.

2.5.2 CALOR LATENTE EN EL CAMBIO DE ESTADO DEL REFRIGERANTE A LAS TEMPERATURAS DE CONDENSACIÓN Y EBULLICIÓN

La Figura 2.11 muestra (en una misma escala) los diagramas presión vs entalpía de los refrigerantes R-22 y R-290, en la que se observa que la campana para el R-290 es más ancha que la del R-22, por lo que se concluye que un sistema de aire acondicionado que emplee R-290 tendrá un mayor efecto refrigerante y un mayor rechazo de calor al exterior, si se analizan tanto evaporador y condensador respectivamente.

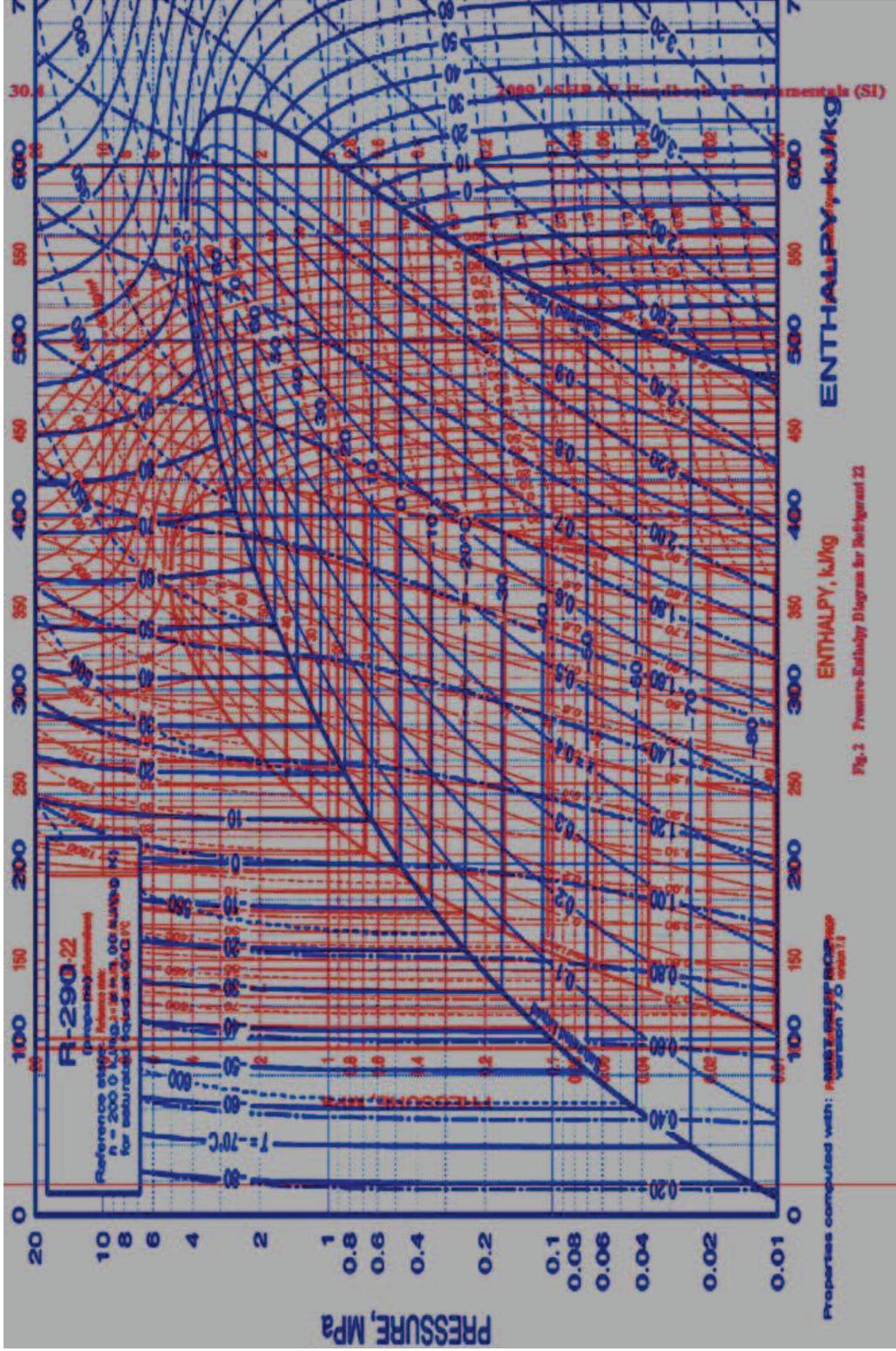


Figura 2.11 Comparación entre los diagramas termodinámicos P vs h de los refrigerantes R-22 y R-290³⁸

³⁸ Fuente propia

A continuación, se calculan los calores absorbidos y rechazados por unidad de masa tanto para el refrigerante R-22 como para el R-290, considerando para ello la diferencia entre las entalpías a las temperaturas de condensación y evaporación tomadas en cuenta en la Tabla 2.7

$$\mathbf{R-22:} \quad q_{abs_{R-22}} = 158.30 \text{ [kJ/kg]}$$

$$q_{rech_{R-22}} = 190.23 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\mathbf{R-290:} \quad q_{abs_{R-290}} = 275.98 \text{ [kJ/kg]}$$

$$q_{rech_{R-290}} = 328.26 \text{ [kJ/kg]}$$

De los resultados anteriores se establece que el calor absorbido para el refrigerante R-290 es mayor que para el caso del R-22, tendencia que se mantiene para el caso de los calores rechazados. Por lo tanto, se concluye que el propano como refrigerante sustituto al R-22, absorbe mayor calor del espacio a acondicionar y consecuentemente a ello, rechaza mayor calor a los exteriores, por lo que se pueden mantener tanto el condensador como el evaporador del sistema en el caso de que el flujo másica fuera constante.

2.5.3 TRABAJO DEL COMPRESOR POR UNIDAD DE MASA

Otro parámetro importante en la comparación de ambos refrigerantes (R-22 y R-290), constituye el trabajo del compresor por unidad de masa, el mismo que se determina a través de la diferencia de entalpías entre la descarga y la succión del compresor.

$$\mathbf{R-22:} \quad w_{comp_{R-22}} = 31.93 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\mathbf{R-290:} \quad w_{comp_{R-290}} = 52.28 \text{ [kJ/kg]}$$

Según lo calculado anteriormente, el trabajo del compresor por unidad de masa para el propano es mayor que para el caso del R-22, lo que en otras palabras se puede decir que el compresor requiere mayor trabajo para comprimir 1 kg de propano que para comprimir 1 kg de R-22.

2.5.4 VOLUMEN ESPECÍFICO DEL REFRIGERANTE A LA SUCCIÓN DEL COMPRESOR

La determinación del volumen específico constituye un aspecto importante, de manera particular, en la succión del compresor, ya que directamente permite conocer qué cantidad de refrigerante ingresará en la cámara de admisión del compresor. La ecuación 2.5 establece la relación existente entre ρ , v , m y V , parámetros relevantes en el análisis del compresor.

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{m}{V} \quad 2.5$$

Donde:

ρ : densidad del gas [kg/m^3].

v : volumen específico del gas [m^3/kg].

m : masa del gas [kg].

V : volumen del gas [m^3].

En el caso del volumen V , correspondiente al volumen de la cámara de admisión, se lo considera como un parámetro constante, puesto que no se va a realizar ninguna modificación en el compresor fabricado para R-22. Por tal motivo la masa de refrigerante que ingrese al compresor dependerá directamente del volumen específico, variable con la que mantiene una relación proporcionalmente inversa.

A continuación, se realiza una comparación entre los volúmenes específicos a la temperatura de evaporación considerada anteriormente ($T_{\text{evap}} = 7 \text{ [}^\circ\text{C]}$) para ambos refrigerantes (R-22 y R-290).

R-22:

$$v_{g_{R-22@7^\circ C}} = 0.03816 \text{ [m}^3/\text{kg]} \rightarrow m_{R-22} = \left(\frac{1}{0.03816} \right) V = 26.21 V \rightarrow 100\%$$

R-290:

$$v_{g_{R-290@7^\circ C}} = 0.07924 \text{ [m}^3/\text{kg]} \rightarrow m_{R-290} = \left(\frac{1}{0.07924} \right) V = 12.62 V \rightarrow 48.14\%$$

Como se observa, el compresor admite una mayor cantidad de masa (aproximadamente el doble) con el empleo del refrigerante R-22 que con el propano, debido a que el volumen específico es menor para el R-22 que para el propano.

2.5.5 FLUJO MÁSIICO DEL REFRIGERANTE

Partiendo de la ecuación 2.6 que permite el cálculo del flujo másico \dot{m} en kg/s en función de la densidad del refrigerante en kg/m³ y el flujo volumétrico en m³/s, se llega a la ecuación 2.7, donde se ha considerado que el producto de las revoluciones por minuto del compresor (η) por el volumen de la cámara de admisión V en m³ (constante), es el flujo volumétrico \dot{V} . Se finaliza con la ecuación 2.7, en donde se utiliza los factores de conversión respectivos para obtener un flujo másico en kg/s.

$$\dot{m} = \rho_{adm} \times \dot{V}_{adm} \quad 2.6$$

$$\dot{m} = \rho_{adm} \times \eta \times V_{adm} \quad 2.7$$

A partir de las densidades de los refrigerantes R-22 y propano, se calculan a continuación los flujos másicos respectivamente mediante la ecuación 2.7.

$$\mathbf{R-22:} \quad \dot{m}_{R-22} = \frac{26.21 \eta V}{60} = 0.44 \eta V [kg/s] \rightarrow 100\%$$

$$\mathbf{R-290:} \quad \dot{m}_{R-290} = \frac{12.62 \eta V}{60} = 0.21 \eta V [kg/s] \rightarrow 47.72\%$$

Los resultados muestran que con el uso del refrigerante R-22, se admite una mayor masa por unidad de tiempo comparado con el uso del propano.

2.5.6 TASA DE CALOR ABSORBIDO POR EL EVAPORADOR

La ecuación 2.8 permite el cálculo de la tasa de calor absorbido por unidad de masa en el evaporador.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m} \times q_{abs} \quad 2.8$$

Para ambos refrigerantes (R-22 y R-290), se procede a continuación al cálculo de ésta variable, tomando como datos los resultados de los numerales 2.5.2 y 2.5.5 referentes al calor absorbido y flujo másico de cada sustancia.

$$\mathbf{R-22:} \quad \dot{Q}_{abs_{R-22}} = 0.44 \eta V [kg/s] \times 158.30 [kJ/kg] = 69.14 \eta V [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\mathbf{R-290:} \quad \dot{Q}_{abs_{R-290}} = 0.21 \eta V [kg/s] \times 275.98 [kJ/kg] = 58.05 \eta V [kW] \rightarrow 84\%$$

Los resultados anteriores permiten establecer que el propano absorbe un 16% menos de calor del espacio a acondicionar que el refrigerante R-22, lo cual se encuentra dentro de parámetros aceptables que confirman que se puede mantener el mismo evaporador en el equipo.

2.5.7 TASA DE CALOR RECHAZADO POR EL CONDENSADOR

De la misma manera que en el numeral anterior, se procede en éste caso al cálculo de la tasa de calor rechazado por unidad de masa en el condensador a través de la ecuación 2.9

$$\dot{Q}_{rech} = \dot{m} \times q_{rech} \quad 2.9$$

Con los resultados de los numerales 2.5.2 y 2.5.5 referentes al calor rechazado y el flujo másico para cada sustancia, se calcula éste parámetro tanto para el refrigerante R-22 como para el propano.

$$\mathbf{R-22:} \quad \dot{Q}_{rech_{R-22}} = 0.44 \eta V [kg/s] \times 190.23 [kJ/kg] = 83.08 \eta V [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\mathbf{R-290:} \quad \dot{Q}_{rech_{R-290}} = 0.21 \eta V [kg/s] \times 328.26 [kJ/kg] = 69.04 \eta V [kW] \rightarrow 83.1\%$$

Los resultados anteriores muestran que el el propano como refrigerante sustituto en el sistema, rechaza un 16.9% menos de calor que el refrigerante R-22, lo cual constituye una ventaja debido a que no excede la capacidad máxima del condensador en el equipo, por lo que también se puede conservar este elemento en el ciclo.

2.5.8 POTENCIA DEL COMPRESOR

Mediante la ecuación 2.10 se calcula la potencia del compresor para ambos refrigerantes.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \times w_{comp} \quad 2.10$$

Reemplazando los valores de los numerales 2.5.3 y 2.5.5 en la ecuación anterior, se obtiene que las potencias del compresor con el empleo de R-22 y propano son:

$$\mathbf{R-22:} \quad \dot{w}_{comp_{R-22}} = 0.44 \eta V [kg/s] \times 31.93 [kJ/kg] = 13.95 [kW] \rightarrow 100\%$$

$$\mathbf{R-290:} \quad \dot{w}_{comp_{R-290}} = 0.21 \eta V [kg/s] \times 52.28 [kJ/kg] = 11.00 [kW] \rightarrow 78.9\%$$

Como lo evidencian las tasas de calor absorbido y rechazado en los numerales 2.5.6 y 2.5.7, el propano funciona satisfactoriamente en el equipo en reemplazo del refrigerante R-22, lo que consecuentemente se observa en la potencia del compresor, lo que para el caso del propano es menor y lo que corresponde ventajosamente a un menor gasto de energía del equipo.

2.5.9 SISTEMA DE EXPANSIÓN

El sistema de expansión de un equipo de aire acondicionado lo constituye un capilar. Para comparar el capilar que es necesario utilizar para el R-22 y el propano, se utiliza el programa desarrollado por DANFOSS. La Figura 2.12 muestra la ventana del programa DANCAP 1.0 para el cálculo de las dimensiones del capilar en un sistema pequeño que utiliza refrigerante R-22, dados como datos las temperaturas de condensación y vaporización y la capacidad de enfriamiento. La temperatura de evaporación es de 7 [°C] y la de condensación es de 40 [°C], y la capacidad expresada en [BTU/h] correspondiente al equipo de pruebas utilizado es de 18000.

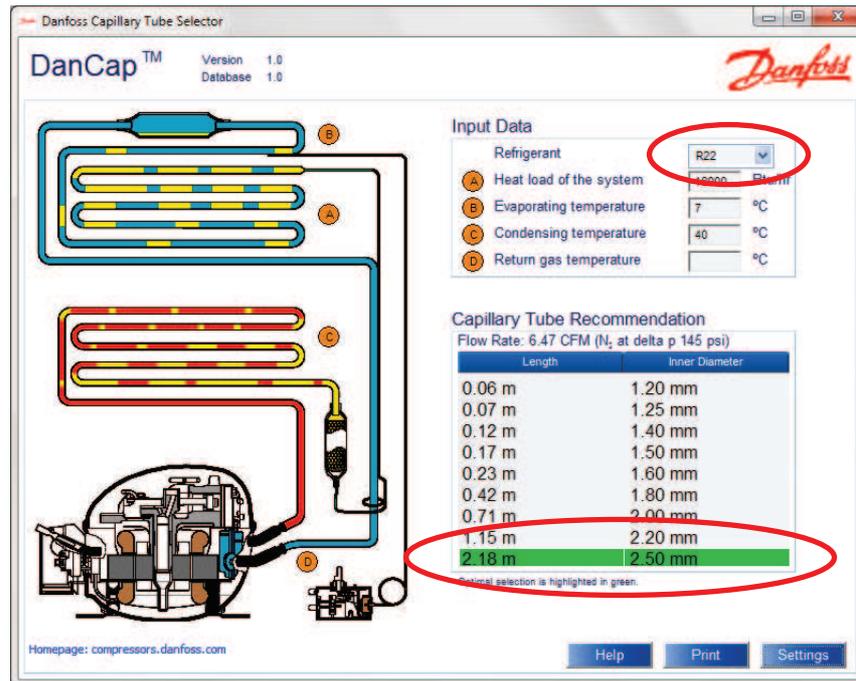


Figura 2.12 Dimensiones del capilar en un aire acondicionado de 18000 Btu/hr con refrigerante R-22³⁹

La Figura 2.13 muestra los resultados obtenidos por el programa a las mismas condiciones para el propano o refrigerante R-290.

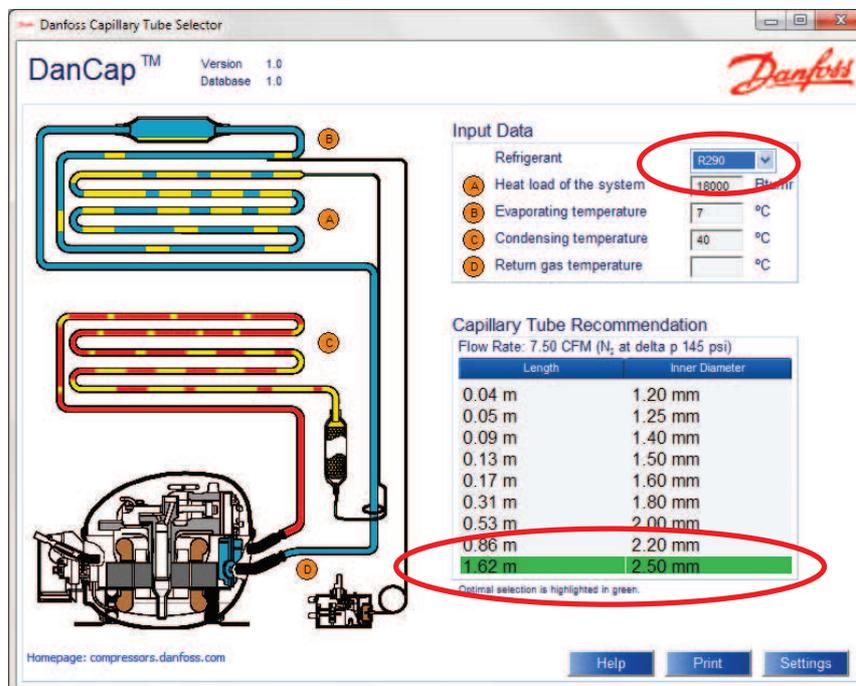


Figura 2.13 Dimensiones del capilar en un aire acondicionado de 18000 Btu/hr con refrigerante propano⁴⁰

³⁹ DANCAP 1.0, DANFOSS Software

⁴⁰ DANCAP 1.0, DANFOSS

De los resultados obtenidos por el programa se observa claramente que para cualquier diámetro, la longitud del capilar para un sistema con propano siempre es menor que para uno con refrigerante R-22.

2.5.10 CONCLUSIONES IMPORTANTES

- El rango de presiones en el que trabaja el propano en el sistema es menor que el rango en el que trabaja el refrigerante R-22, lo que constituye una ventaja debido a que el equipo de aire acondicionado no tendrá problemas por sobrecargas o bajas presiones.
- El propano por sus características termodinámicas, permite una mayor absorción de calor a través del evaporador y de igual manera rechaza más calor al medio circundante, por lo que si se conserva el flujo másico constante se pueden conservar tanto condensador como evaporador en el equipo.
- La masa de propano requerida en el sistema es menor que la requerida si se usará R-22, esto debido a que el volumen específico a la misma temperatura de evaporación, es mayor para el propano que para el R-22. Consecuentemente el flujo másico será mayor con el R-22 que con el propano, esto debido a que de igual manera el flujo másico de cada sustancia depende únicamente de su volumen específico.
- A pesar de que el calor absorbido y rechazado y el trabajo del propano sean mayores que los del R-22, las tasas de calor absorbido y rechazado y la potencia son mayores en el R-22, debido a que interviene como variable fundamental el flujo másico, el cual es mayor en el R-22, haciendo que el sistema absorba y rechace más calor en la unidad de tiempo, pero que no es considerablemente mayor al comparado con el uso del propano, por lo que se concluye que constituye un sustituto adecuado para cargar en el equipo.
- No es necesario cambiar el capilar del sistema original con R-22, pues según los resultados obtenidos en el numeral 2.5.9, se demuestra que se puede utilizar el mismo capilar.
- Finalmente se concluye que se puede realizar la sustitución del R-22 por el propano (R-290) obtenido a partir de un cilindro de GLP, aprovechando el efecto de vaporización que ocurre en el cilindro y tomando en cuenta ciertos

parámetros principales en la aplicación de hidrocarburos como refrigerantes, como son la inflamabilidad y el peligro de asfixia.

- Una posición vertical con la válvula hacia arriba del cilindro de GLP permite que salga únicamente la parte gaseosa, la cual presenta una elevada concentración de propano, que es el refrigerante de interés para trabajar en el equipo de pruebas.

CAPÍTULO 3

HERRAMIENTAS DE PROGRAMACIÓN

En el siguiente capítulo se obtienen las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, para esto primero se explican las herramientas matemáticas y de programación a utilizar en el cálculo de cada propiedad. Una vez obtenidas las propiedades de los refrigerantes, el siguiente paso será codificar dicha información y generar los diagramas respectivos para el estudio del comportamiento termodinámico en el ciclo de refrigeración de aire acondicionado de cada sustancia.

3.1 FUNCIONES GENERALES PARA EL CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

La obtención de las propiedades termodinámicas se realiza a partir de ecuaciones desarrolladas para cada sustancia. Para las sustancias refrigerante R-22, propano y butano se toman las ecuaciones desarrolladas por Reynolds⁴¹ debido a su gran validez y vigencia hasta la actualidad.

Se establecen cuatro funciones para cada sustancia, que se muestran a continuación:

Presión – Densidad – Temperatura	$P = P(\rho, T)$	3.1
----------------------------------	------------------	-----

Calor específico de gas ideal	$C_v^0 = C_v^0(T)$	3.2
-------------------------------	--------------------	-----

Presión de Saturación	$P_{sat} = P_{sat}(T_{sat})$	3.3
-----------------------	------------------------------	-----

Densidad de líquido saturado	$\rho_f = \rho_f(T_{sat})$	3.4
------------------------------	----------------------------	-----

El propano y el butano trabajan con el mismo grupo de ecuaciones, sin embargo cada uno tiene su grupo de constantes específicas. El refrigerante R-22 tiene un grupo de ecuaciones totalmente diferente y de la misma manera su grupo de constantes específicas. Los valores de constantes se mostraran posteriormente.

⁴¹ REYNOLDS, Thermodynamic properties.

3.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LAS SUSTANCIAS

El cálculo de las propiedades se lo realiza en dos partes: primero en la región de la campana que corresponde a líquido saturado, mezcla líquido-gas y vapor saturado; y la segunda que corresponde a la región de vapor sobrecalentado.

3.2.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-22

3.2.1.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DENTRO DE LA CAMPANA

Para el cálculo de las propiedades dentro de la campana es necesario conocer dos datos. Por facilidad de medición, uno de esos datos es la temperatura, y a partir de esta mediante la relación 3.3 se puede obtener la presión de saturación. Con ambos datos disponibles es posible obtener todas las propiedades de la sustancia dentro de la campana.

3.2.1.1.1 Presión de saturación

La presión de saturación es función únicamente de la temperatura, la fórmula proporcionada para el R-22 se muestra en la expresión de la ecuación 3.5⁴².

$$\ln P = F_1 + \frac{F_2}{T} + F_3 \ln T + F_4 T + F_5 \frac{(\gamma - T)}{T} \ln(\gamma - T) \quad 3.5$$

Dónde P es la presión de saturación a una temperatura T conocida, T_c es la temperatura crítica y T_p, γ, y F_i son un grupo de constantes específicas para cada sustancia.

Para el cálculo de las propiedades, primero se cargan todos los valores de constantes y variables a utilizar en el formulario. El cálculo de la presión de saturación se lo realiza mediante la creación de una función $P_{Sat}(T)$, que se evaluará en una temperatura dada. Para la ecuación 3.5 el valor de P se obtiene de un simple despeje y luego se realizan operaciones matemáticas básicas para obtener el valor de la presión de saturación a una temperatura dada.

⁴² REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 125.

3.2.1.1.2 Volumen específico de líquido saturado

El volumen específico de líquido saturado se obtiene a partir de la ecuación de densidad de líquido saturado, la expresión para el refrigerante R-22 se muestra en la ecuación 3.6⁴³.

$$\rho_f = \sum_{i=1}^5 D_i X^{(i-1/3)} + D_6 X^{(1/2)} + D_7 X^2 \quad 3.6$$

X se obtiene de la ecuación 3.7 y el volumen específico se obtiene del inverso de la densidad como se muestra en la ecuación 3.8.

$$X = 1 - T/T_c \quad 3.7$$

$$v_f = 1/\rho_f \quad 3.8$$

De la ecuación anterior ρ_f es la densidad específica de líquido saturado, v_f es el volumen específico de líquido saturado, T es una temperatura conocida, T_c es la temperatura crítica; y D_i son un grupo de constantes específicas para cada sustancia.

De la misma forma que para la presión de saturación, se crea una función $v_f(T)$ dentro de la cual se utiliza el lazo FOR para resolver la sumatoria involucrada en la ecuación 3.6. Una vez obtenido ρ_f se aplica la ecuación 3.8 y se obtiene el valor de v_f .

3.2.1.1.3 Volumen específico de vapor saturado

Para obtener el valor de volumen específico de vapor saturado se utiliza la ecuación de estado de gas, que relaciona presión, volumen y temperatura, que es válida para la línea de vapor saturado y la zona de vapor sobrecalentado. La expresión que corresponde al refrigerante R-22 se muestra en la ecuación 3.9⁴⁴.

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(v-b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-kT/T_c}) + \frac{A_6 + B_6 T}{e^{-\alpha v}} \quad 3.9$$

⁴³ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág:126.

⁴⁴ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 122.

Donde P y T corresponden a la presión y temperatura respectivamente; v es el volumen de vapor saturado; R es la constante del gas; A_i , B_i , C_i , k y α son un grupo de constantes específicas para la sustancia.

De la ecuación 3.9 resulta imposible despejar la variable v , por lo que es necesario utilizar otro método para obtener el valor del volumen, a una presión y temperatura conocida a partir de la ecuación dada.

Primero se crea la función $P_{gas}(T, v)$ para obtener la presión de gas, conocidos temperatura y volumen. Para obtener el volumen de vapor saturado a partir de la función anterior se hace necesario crear una segunda función $v_{gas}(T, P)$ donde dados temperatura y presión, que son conocidos puesto que la temperatura es dato y la presión corresponde a la presión de saturación obtenida a esa temperatura, se obtenga el volumen de vapor saturado.

Dentro de esta función se realiza una subrutina mediante el uso de un lazo DO WHILE, el cual permite utilizar el método de iteración por convergencia donde dados un volumen inicial supuesto y una temperatura dada, calculará la presión utilizando la función $P_{gas}(T, v)$, hasta que el valor absoluto de la diferencia entre la presión obtenida y la presión dada sea mayor a la unidad.

Es decir que el lazo se seguirá repitiendo hasta que la diferencia de presiones sea ± 1 Pascal, lo que significa que las presiones serán casi iguales y por lo tanto sus volúmenes también lo serán, correspondiendo el volumen supuesto en ese momento al volumen de vapor saturado v_g .

Para aplicar el método de iteración por convergencia se necesita introducir dos valores de volumen supuestos para iniciar la iteración, para el primer valor de volumen v_1 se puede utilizar el obtenido a partir de la ecuación de gas ideal, que se muestra en la ecuación 3.10.

$$v_1 = \frac{RT}{P} \quad 3.10$$

Donde T es la temperatura conocida, P es la presión de saturación a la temperatura conocida y R es la constante del gas. Mientras que el segundo volumen v_2 va a ser igual a $v_1 + \text{delta}$, donde delta es un incremento relativamente pequeño que se estima por conveniencia, para este caso es de 0,01.

Luego de trabajar con los volúmenes iniciales, es necesario proporcionar nuevos valores de volúmenes para que continúe dentro del lazo hasta obtener el volumen que corresponde a la presión y temperatura dadas. Los nuevos valores de v_1 o v_2 se pueden obtener basándose en que se puede asumir que la presión varía en una dependencia lineal respecto al volumen. Sin embargo al ir aumentando la presión se observa que el volumen tiende a cero, acontecimiento que no conviene para el cálculo en el programa, pues al trabajar con volúmenes cercanos al cero, la computadora podría interpretar estos valores como 0 cuando aún no lo son.

Por lo expuesto anteriormente se trabaja asumiendo que la presión varía en una dependencia lineal con la densidad; así los valores con los que trabaja el programa, al ir aumentando la presión no se acercan a cero sino que crecen hacia el infinito.

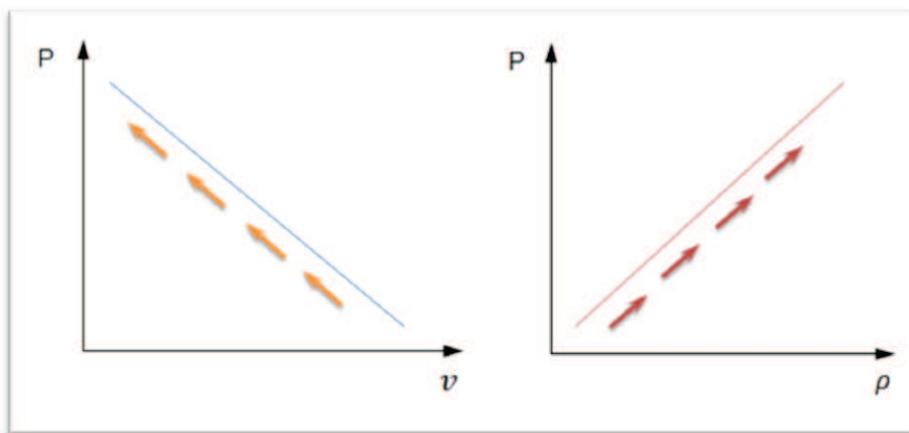


Figura 3.1 Tendencia del volumen y la densidad al aumentar la presión⁴⁵

La nueva densidad se obtiene de una interpolación lineal entre la presión y la densidad, y el nuevo volumen v_1 utilizando la ecuación 3.11. La expresión final para calcular el nuevo volumen v_1 lo muestra la ecuación 3.11. El nuevo volumen v_2 se obtiene de un promedio entre los volúmenes v_1 y v_2 anteriores.

⁴⁵ Fuente propia

$$v = \frac{1}{\rho} \quad 3.11$$

$$\text{nuevo } v_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\text{anterior } v_1} + \left(\frac{1}{\text{anterior } v_2} - \frac{1}{\text{anterior } v_1} \right) * \left(\frac{P - P_1}{P_2 - P_1} \right) \right)} \quad 3.12$$

3.2.1.1.4 Entalpía de vaporización

La entalpía de vaporización se obtiene utilizando la ecuación de Clapeyron, que se muestra en la ecuación 1.14. Para esto se crea una función $h_{fg}(T)$, dentro de la cual se debe resolver un diferencial, el mismo que se desarrollara utilizando el método de diferencias finitas centradas. Este método considera a los diferenciales como intervalos muy pequeños, por lo que mientras mas pequeño sea el intervalo mas preciso será el cálculo. Para éste caso el intervalo tomado es de 0.02 y la expresión que permite el cálculo se muestra en la ecuación 3.13.

$$h_{fg} = T v_{fg} * \left(\frac{P_{sat@(T+0,01)} - P_{sat@(T-0,01)}}{0.02} \right) \quad 3.13$$

3.2.1.1.5 Entropía de vaporización

Para el cálculo de éste parámetro se utiliza la ecuación 1.18, la cual es fácil de resolver teniendo la temperatura y habiendo calculado la entalpía de vaporización.

3.2.1.1.6 Entalpía de vapor saturado

Para encontrar la entalpía de vapor saturado primero se determina una temperatura de referencia para empezar el cálculo. En éste caso la temperatura de referencia es de 200 K; a ésta temperatura el valor de entalpía de líquido saturado es cero por lo tanto la entalpía de vaporización y de vapor saturado son iguales. En el cálculo de ésta propiedad se utiliza la ecuación 1.16, dentro de la cual se debe realizar una sumatoria de pequeños intervalos de entalpia calculados en diferentes tramos como se muestra en la Figura 3.2.

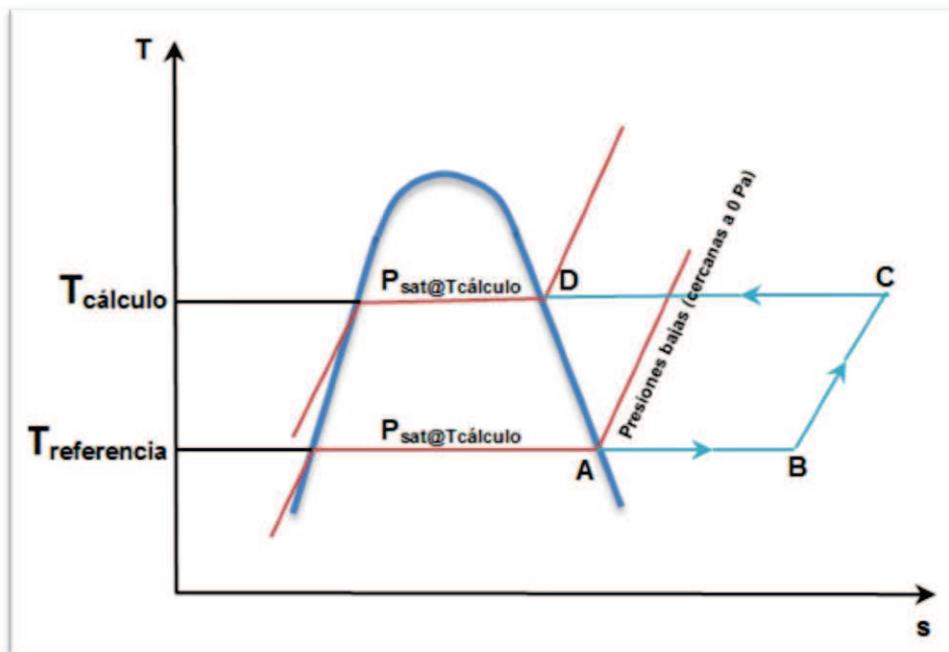


Figura 3.2 Diagrama T-s mostrando la trayectoria recorrida para calcular la entalpía⁴⁶

En el primer tramo A-B, se lleva al gas a una presión baja cercana a 0 pascales manteniendo la temperatura constante, por lo que en éste tramo el término $C_p \cdot dT$ de la ecuación 1.16 se anula. Entonces la ecuación anterior, se reduce a $dh_{A-B} = \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right] dP$, donde si dP fuera la diferencia de presiones entre A y B, se lo calcularía rápidamente pero esto provocaría un cálculo con poca precisión.

Por lo que se hace necesario realizar varios cálculos de dh con pasos de dP que son un número determinado de divisiones que se realiza a la diferencia de presiones entre A y B. Todos los valores de entalpía calculados a lo largo del tramo A-B, se suman mediante un lazo FOR, obteniendo así el dh_{A-B} . Este cálculo se lo hace mediante la ecuación 3.14 y se muestra de mejor manera en la Figura 3.3.

$$dh_{A-B} = \left[v_C - T_{ref} \left(\frac{v_{C1} - v_C}{0,1} \right)_{P_{en C}} \right] (P_B - P_A) \quad 3.14$$

De la ecuación anterior los diferenciales y valores de volumen se obtendrán de la función $v_{gas}(T, P)$ evaluadas en la T conocida y la presión promedio de cada intervalo dP.

⁴⁶ Fuente propia

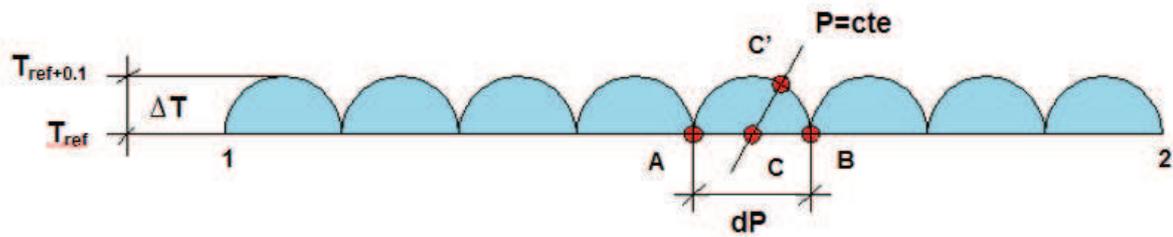


Figura 3.3 Cálculo de entalpía tramo A-B⁴⁷

En el segundo tramo B-C, partimos de B donde el gas está a presión baja y se puede considerar como gas ideal, de ahí se lleva al gas desde la temperatura de referencia a la temperatura en la que se desea saber el valor de h_g , esto se hace a presión constante por lo que en este tramo el término $\left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right] dP$ de la ecuación 1.16 se anula. El cálculo de entalpía para éste tramo se reduce a $dh_{B-C} = C_p \cdot dT$, donde se hace necesario calcular C_p a una temperatura dada, para lo cual primero se determina el valor de C_v , utilizando la ecuación 3.15⁴⁸.

$$C_v^0 = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} + \frac{G_5}{T^2} \quad 3.15$$

Donde T es la temperatura conocida y G_i son un grupo de constantes específicas de la sustancia. El C_p se obtiene despejándolo de la ecuación 1.17 y de la misma manera que en el tramo A-B se lo va calculando en pasos de dT , que para éste caso serán de 0.01. Al final la sumatoria de estos intervalos será dh_{B-C} .

La entalpía dh_{C-D} del tercer tramo se calcula de la misma manera del primero, la diferencia esta en que los dP van desde la presión baja hasta la presión de saturación de la temperatura dada. Finalmente la entalpía de vapor saturado a una temperatura conocida esta dada por la ecuación 3.16

$$h_g(T) = h_g(T_{ref}) + dh_{A-B} + dh_{B-C} + dh_{C-D} \quad 3.16$$

3.2.1.1.7 Entropía de vapor saturado

Para encontrar la entropía de vapor saturado se sigue el mismo camino utilizado en la entalpía, es decir primero se lleva el gas a presiones bajas (cercanas a 0

⁴⁷ Fuente propia

⁴⁸ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág:124.

Pascales) a temperatura constante, luego se aumenta la temperatura del gas hasta la temperatura deseada a presión constante y finalmente se lleva al gas desde la presión baja hasta la presión de saturación de la temperatura conocida, éste último tramo es a temperatura constante.

La entropía se calcula a partir de la ecuación 1.19 y de la misma manera que la entalpía se utilizara el método de diferencias finitas centradas en cada tramo para obtener los ds . Finalmente la entalpía de vapor saturado a una temperatura conocida esta dada por la ecuación 3.17

$$s_g(T) = s_g(T_{ref}) + ds_{A-B} + ds_{B-C} + ds_{C-D} \quad 3.17$$

3.2.1.1.8 Entalpía y entropía de líquido saturado

La entalpía y la entropía de líquido saturado se obtienen fácilmente con las ecuaciones 3.18 y 3.19.

$$h_f = h_g - h_{fg} \quad 3.18$$

$$s_f = s_g - s_{fg} \quad 3.19$$

3.2.1.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS EN LA REGIÓN DE VAPOR SOBRECALENTADO

Por las facilidades que ofrece el programa para crear funciones de cálculo, resulta fácil obtener las propiedades termodinámicas en la región de vapor sobrecalentado. Las propiedades termodinámicas dentro de la campana dependen de la temperatura y la presión, para ese caso la presión corresponde a la presión de saturación a dicha temperatura. De ahí que se tienen funciones para evaluar a esas condiciones, entonces para la región de vapor sobrecalentado se toman las mismas funciones pero evaluadas a la temperatura conocida y a una presión diferente a la presión de saturación a esa temperatura.

3.2.1.3 CONSTANTES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-22

A continuación se muestran los valores de las constantes específicas a utilizar para calcular las propiedades termodinámicas del refrigerante R-22. T_c , P_c y ρ_c son temperatura, presión y densidad respectivamente en el punto crítico.

Los valores de constantes son adimensionales y trabajan con la temperatura en K, presión en [Pa], densidad en [kg/m³] y calor específico en [J/Kg.K].

Tabla 3.1 Constantes para la ecuación 3.5 (R-22)⁴⁹

Constante	Valor
F ₁	7.1554148092x10 ⁻¹
F ₂	-4.8189575050x10 ⁻³
F ₃	-7.8610312200
F ₄	9.0806824483x10 ⁻³
F ₅	4.4574670300x10 ⁻¹
γ	381.17
P _c	4.9776 [MPa]

Tabla 3.2 Constantes para la ecuación 3.6 (R-22)⁵⁰

Constante	Valor
D ₁	5.24766060x10 ²
D ₂	8.75161285x10 ²
D ₃	5.88662575x10 ²
D ₄	-3.57093464x10 ²
D ₅	3.27951374x10 ²
T _c	369.17 [K]
ρ _c	524.77 [kg/m ³]

⁴⁹ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 149.

⁵⁰ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 149.

Tabla 3.3 Constantes para la ecuación 3.9 (R-22)⁵¹

Constante	Valor
R	96.1467
B	$1.24855636 \times 10^{-4}$
A ₂	-1.16981908×10^2
A ₃	$-2.9295588 \times 10^{-2}$
A ₄	$2.41919261 \times 10^{-4}$
A ₅	$-2.43458381 \times 10^{-7}$
A ₆	$9.40022615 \times 10^{11}$
B ₂	$1.16431240 \times 10^{-1}$
B ₃	$2.30319414 \times 10^{-4}$
B ₄	$-6.79667708 \times 10^{-7}$
B ₅	$6.30201766 \times 10^{-10}$
B ₆	-2.07580650×10^9
C ₂	-1.18409710×10^3
C ₃	2.48896136
C ₄	0.0
C ₅	$-1.29619716 \times 10^{-6}$
C ₆	0.0
k	4.2
α	8781.3417

⁵¹ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 149.

Tabla 3.4 Constantes para la ecuación 3.15 (R-22)⁵²

Constante	Valor
G ₁	1.17767818x10 ²
G ₂	1.69972960
G ₃	-8.83043292x10 ⁻⁴
G ₄	0.0
G ₅	3.32541759x10 ⁵
U ₀	2.3237771x10 ⁵
S ₀	1.2436918x10 ³

3.2.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL PROPANO Y BUTANO

Para el cálculo de las propiedades del butano y propano se utilizan las mismas funciones establecidas en el numeral 3.1, y se trabaja creando funciones de cálculo y con lazos FOR y DO WHILE como se realizó para el R-22 en el numeral 3.2.1. Sin embargo difieren en el grupo de ecuaciones y constantes a utilizar. El grupo de ecuaciones para el butano y propano⁵³ es el mismo y se muestran a continuación:

$$\ln\left(\frac{P}{P_c}\right) = \left(\frac{T_c}{T} - 1\right) \sum_{i=1}^8 F_i \left(\frac{T}{T_c} - 1\right)^{i-1} \quad 3.20$$

$$\rho_f = \sum_{i=1}^6 D_i X^{(i-1/3)} \quad 3.21$$

$$P = \rho RT + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} + \frac{D_0}{T^3} - \frac{E_0}{T^4}\right) \rho^2 + \left(bRT - a - \frac{d}{T}\right) \rho^3 \quad 3.22$$

$$+ \alpha \left(a + \frac{d}{T}\right) \rho^6 + c \frac{\rho^3}{T^2} (1 + \gamma \rho^2) e^{-\gamma \rho^2}$$

⁵² REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 149.

⁵³ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 122-126.

$$C_v^0 = \sum_{i=1}^4 G_i T^{i-1} + \frac{G_5}{T^2} \quad 3.23$$

Las ecuaciones utilizadas para las entalpías y entropías son las mismas para las tres sustancias ya que son ecuaciones fundamentales de la termodinámica.

3.2.2.1 CONSTANTES ESPECÍFICAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL PROPANO Y BUTANO

Los valores de constantes para el propano y el butano son adimensionales y se utilizan con la temperatura en [K], la presión en [Pa], la densidad en [kg/m³] y el calor específico en [J/Kg.K].

La temperatura de referencia para ambas sustancias es de 200 [K]. Los parámetros P_c , T_c y ρ_c corresponden a la presión, temperatura y densidad respectivamente en el punto crítico. De la Tabla 3.5 hasta la Tabla 3.8 se muestran los valores de constantes específicas para el propano.

Tabla 3.5 Constantes para la ecuación 3.5 (Propano)⁵⁴

Constante	Valor
F ₁	-6.4773780
F ₂	-3.0579064x10 ⁻²
F ₃	-2.0756011
F ₄	9.3845364x10 ⁻¹
F ₅	-5.7943269
F ₆	-5.2770385
F ₇	2.6036457x10 ¹
F ₈	6.2752788x10 ¹
T _p	300
P _c	3.7180959x10 ⁶ [MPa]
T _c	369.82 [K]

⁵⁴ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 146.

Tabla 3.6 Constantes para la ecuación 3.6 (Propano)⁵⁵

Constante	Valor
D ₁	2.0399757x10 ²
D ₂	5.0903116x10 ²
D ₃	7.0925596x10 ²
D ₄	-1.9959517x10 ³
D ₅	1.7838737x10 ³
D ₆	-3.6126335x10 ²
ρ _c	197.38 [kg/m ³]

Tabla 3.7 Constantes para la ecuación 3.9 (Propano)⁵⁶

Constante	Valor
R	1.887326x10 ²
B ₀	1.366892x10 ⁻³
A ₀	2.579108x10 ²
C ₀	3.401044x10 ⁷
D ₀	1.076728x10 ⁹
E ₀	3.375879x10 ¹⁰
b	1.096523x10 ⁻⁵
a	7.856721x10 ⁻¹
d	1.639769x10 ²
c	1.661103x10 ⁵
α	5.728034x10 ⁻⁹
γ	9.157270x10 ⁻⁶

⁵⁵ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 146.

⁵⁶ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 146.

Tabla 3.8 Constantes para la ecuación 3.15 (Propano)⁵⁷

Constante	Valor
G ₁	2.0582170X10 ⁵
G ₂	-1.9109547X10 ³
G ₃	1.1622054X10 ¹
G ₄	-9.7951510X10 ⁻³
G ₅	4.5167026X10 ⁻⁶
G ₆	-8.6345035X10 ⁻¹⁰
U ₀	4.2027216X10 ⁵
S ₀	2.1673997X10 ³

De la Tabla 3.9 a la Tabla 3.12 se tabulan los valores de las constantes correspondientes al Butano que se utilizan en el cálculo de propiedades.

Tabla 3.9 Constantes para la ecuación 3.5 (Butano)⁵⁸

Constante	Valor
F ₁	-6.4773780
F ₂	-3.0579064x10 ⁻²
F ₃	-2.0756011
F ₄	9.3845364x10 ⁻¹
F ₅	-5.7943269
F ₆	-5.2770385
F ₇	2.6036457x10 ¹
F ₈	6.2752788x10 ¹
T _p	300 [K]
P _c	3.7180959x10 ⁶ [MPa]

⁵⁷ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 146.

⁵⁸ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 134.

Tabla 3.10 Constantes para la ecuación 3.6 (Butano)⁵⁹

Constante	Valor
D ₁	2.0399757x10 ²
D ₂	5.0903116x10 ²
D ₃	7.0925596x10 ²
D ₄	-1.9959517x10 ³
D ₅	1.7838737x10 ³
D ₆	-3.6126335x10 ²
T _c	423.95 [K]
ρ _c	204.00 [kg/m ³]

Tabla 3.11 Constantes para la ecuación 3.9 (Butano)⁶⁰

Constante	Valor
R	1.430797x10 ²
B ₀	1.681913x10 ⁻³
A ₀	2.588747x10 ²
C ₀	3.374153x10 ⁷
D ₀	4.544053x10 ⁸
E ₀	1.749633x10 ⁹
b	1.054551x10 ⁻⁵
A	6.081677x10 ⁻¹
d	1.728889x10 ²
c	1.846013x10 ⁵
a	4.968935x10 ⁻⁹
γ	8.700251x10 ⁻⁶

⁵⁹ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 134.

⁶⁰ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 134.

Tabla 3.12 Constantes para la ecuación 3.15 (Butano)⁶¹

Constante	Valor
G ₁	9.4817634x10
G ₂	3.9633418x10
G ₃	2.8576075
G ₄	4.8802965x10
G ₅	-6.4100047x10
G ₆	2.0651236x10
U ₀	4.2760753x10
S ₀	1.8916540x10

3.3 GENERACIÓN DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DE LAS SUSTANCIAS

Una vez obtenidas todas las propiedades termodinámicas en la zona de la campana y en la región de vapor sobrecalentado, es posible almacenar toda esta información de manera que se pueda disponer de ella de la forma más eficiente posible. Se ha decidido codificar esta información en colores para mostrarlas en diagramas temperatura vs entropía y presión vs entalpía.

Esto es factible realizarlo gracias a las ventajas que ofrece el programa Visual Basic 6.0, en el cual se puede trabajar con el modelo en colores RGB, que permite usar una cantidad suficiente de colores para codificar la información obtenida anteriormente. Las gráficas desarrolladas se trabajan por pixeles (540 x 540 pixeles), es decir, que cada pixel tendrá su color y por lo tanto su información de determinada propiedad.

Se obtienen tres gráficas temperatura vs entropía, en cada una se codifica una propiedad diferente, es decir, entalpía, presión y volumen. Luego se superpone una gráfica sobre otra de tal forma que para una temperatura y entropía dadas, podamos conocer cualquiera de las propiedades. Esto se puede hacer gracias a

⁶¹ REYNOLDS; Thermodynamic Properties; pág: 134.

una propiedad del programa denominada MOUSE MOVE, donde el puntero del mouse se ubica sobre la gráfica y transforma el color del pixel en el que se encuentra el puntero, en el valor de la propiedad, diferenciando sobre qué gráfica se está leyendo el color.

De igual manera se hace con los diagramas presión vs entalpía. Se han desarrollado dos tipos de visualizaciones en escalas diferentes, esto para mejorar la apreciación del ciclo de refrigeración que cumple cada sustancia y las curvas generadas (campana y vapor sobrecalentado). Es así que se tiene una visualización total (V.T.) y una visualización ampliada (V.A.)

3.3.1 GENERACIÓN DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DEL REFRIGERANTE R-22

3.3.1.1 GENERACIÓN DE LAS GRÁFICAS TEMPERATURA VS ENTROPÍA

A continuación se muestra el desarrollo de la gráfica T vs s, en la zona de la campana codificado la entalpía. Los límites de los ejes para las dos visualizaciones son:

- V.T.: Temperatura varía de 200 a 420 [K] y entropía varía de 0 a 1.5 [kJ/kg.K]
- V.A.: Temperatura varia de 215 a 340 [K] y entropía varia de 0 a 1.4 [kJ/kg.K]

En visualización total la entalpía varía de 0 a 500 KJ/Kg y en visualización ampliada varia de 0 a 400 KJ/Kg. La gráfica de la zona de líquido saturado, mezcla líquido-vapor y vapor saturado (zona de la campana), se obtiene a partir de la temperatura de saturación, ya que con este dato se puede conocer todas las propiedades dentro de la campana. Para obtener la gráfica T vs. s en la zona de la campana, se da un valor de temperatura a cada pixel vertical, al relacionarlo con los limites máximo y mínimo de temperatura; y de la misma forma un valor de entropía a cada pixel horizontal respecto a los limites máximo y mínimo de entropía.

Una vez asignados los valores de temperatura y entropía para cada pixel, se realiza un barrido fila a fila mediante un LAZO FOR, calculando en cada una los

valores de s_f , s_g , h_f y h_g a la temperatura de dicho pixel vertical. Con los valores de s_f y s_g se establece los pixeles que conforman el borde de la campana y con los valores de h_f y h_g los colores de dichos pixeles. Finalmente los pixeles intermedios a los anteriores mencionados, se codifican introduciendo el concepto de calidad relacionado con la entalpía.

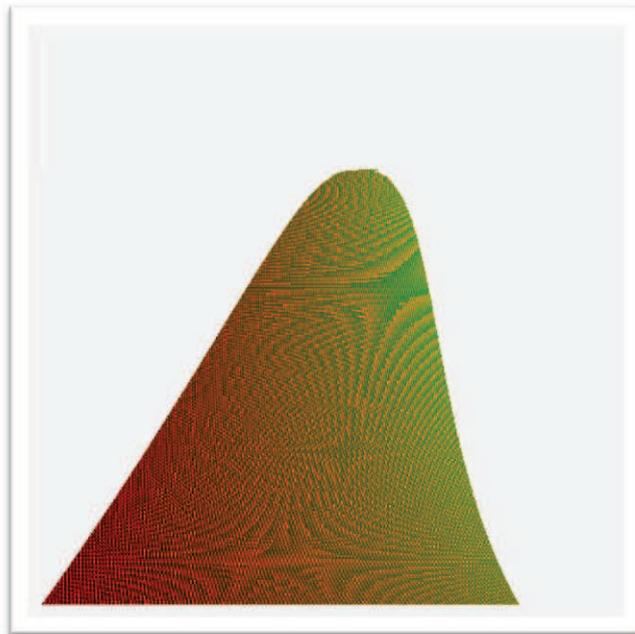


Figura 3.4 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de la campana – V.T.)⁶²

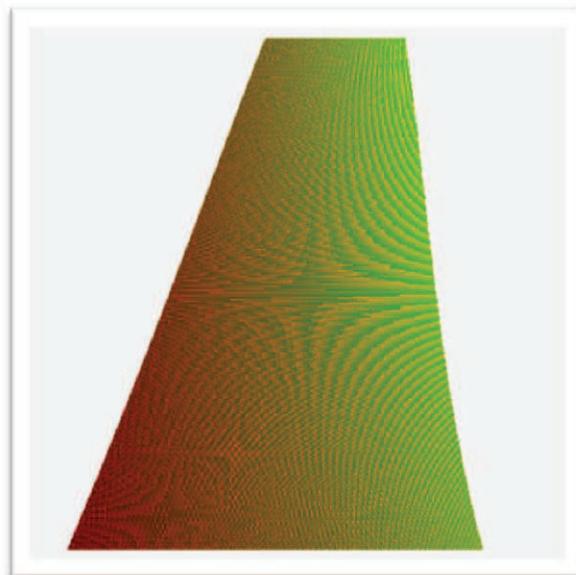


Figura 3.5 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de la campana – V.A.)⁶³

⁶² Fuente propia

Para obtener el diagrama de la zona de vapor sobrecalentado se desarrollan plantillas T vs P codificado entalpía y entropía. Generar las plantillas anteriores resulta muy fácil al utilizar las funciones creadas para calcular las propiedades termodinámicas en el numeral 3.2. La Figura 3.6 muestra las zonas de líquido comprimido, mezcla líquido-vapor y vapor sobrecalentado en una gráfica T vs P y su relación con el diagrama T vs s.

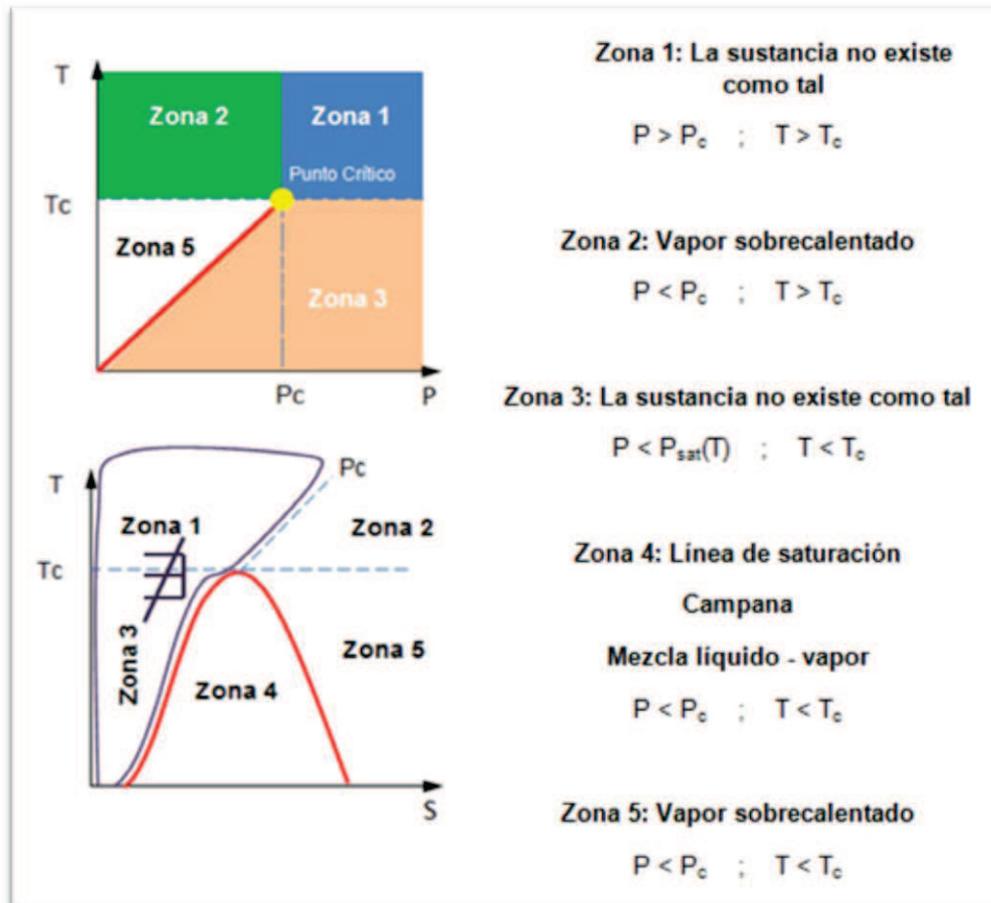


Figura 3.6 Diagramas T vs P y T vs s de una misma sustancia delimitando las zonas de trabajo⁶⁴

De la Figura 3.6 se concluye que en las zonas 1 y 3 no son objeto de estudio de este proyecto, es decir, sus propiedades termodinámicas no serán definidas en la zona de líquido comprimido, sino únicamente en una zona cercana a la línea de líquido saturado. Es por ello que para el análisis de las propiedades termodinámicas, se establece que la sustancia trabaja dentro de las zonas 2, 4 y 5 durante el ciclo de refrigeración.

⁶³ Fuente propia

⁶⁴ Fuente propia

Las zonas en el programa se delimitan usando un condicional IF, restringiendo presiones y temperaturas. Los límites en los ejes de las gráficas T vs P visualización total varían de 200 a 420 [K] en temperatura y de 0.005 a 8 [MPa] en presión. La entalpía esta codificada de 0 a 1000 [kJ/kg] y la entropía de 0 a 2 [kJ/kg.K]. En las gráficas T vs P, se definen las zonas de la sustancia donde existe y se calculan las propiedades termodinámicas.



Figura 3.7 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado – V.T.)⁶⁵

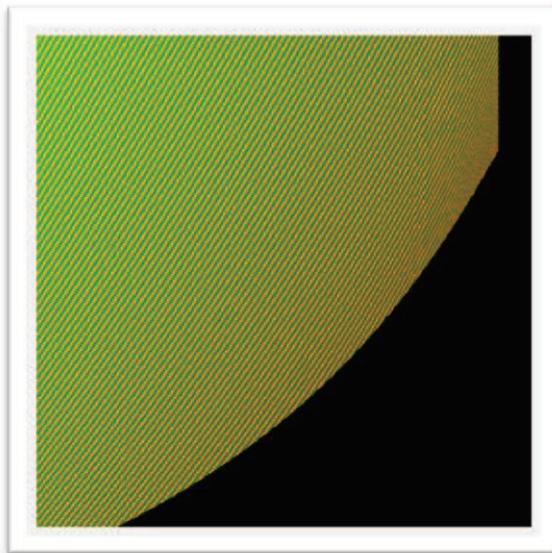


Figura 3.8 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entropía (zona de vapor sobrecalentado - V.T.)⁶⁶

⁶⁵ Fuente propia

⁶⁶ Fuente propia

Para desarrollar las graficas de visualización ampliada, en los diagramas T vs P, la temperatura varía de 215 a 340 [K], la presión de 0.03 a 3 [MPa], la entropía de 0 a 2,5 [KJ/Kg.K] y la entalpía de 0 a 400 [KJ/Kg.K].

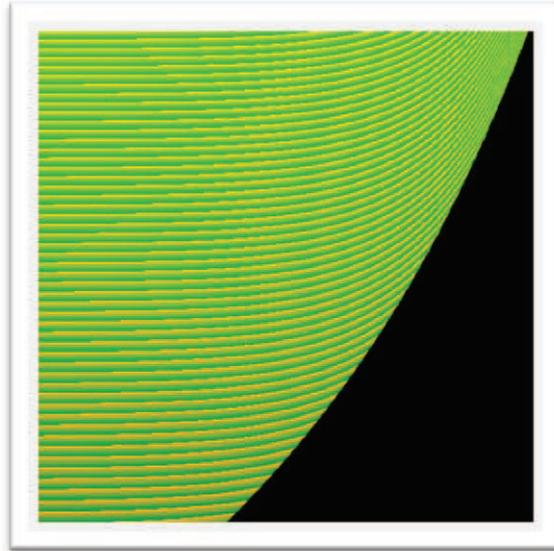


Figura 3.9 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)⁶⁷

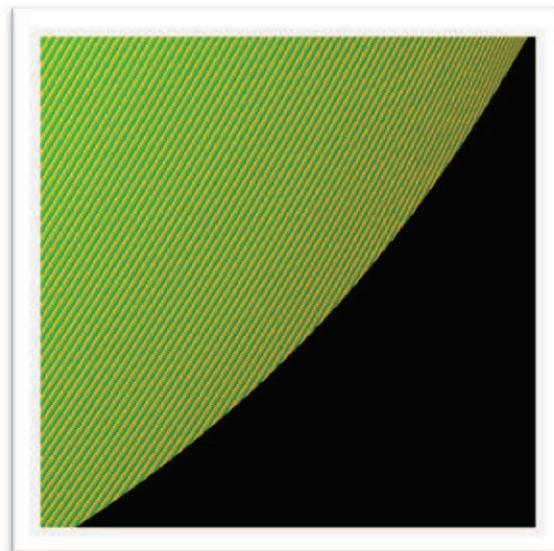


Figura 3.10 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado entropía (zona de vapor sobrecalentado-V.A.)⁶⁸

Una vez obtenidas las plantillas T vs. P, se obtiene la zona de sobrecalentado. Para esto se utiliza un lazo FOR y uno DO WHILE conjuntamente, que permite buscar pixel a pixel el valor de entalpía que corresponde a una temperatura y

⁶⁷ Fuente propia

⁶⁸ Fuente propia

entropía dada. Es así que al trabajar relacionando la información codificada en las Figuras 3.7 y 3.8 se obtiene el diagrama T vs s, de la región de vapor sobrecalentado para la visualización total.

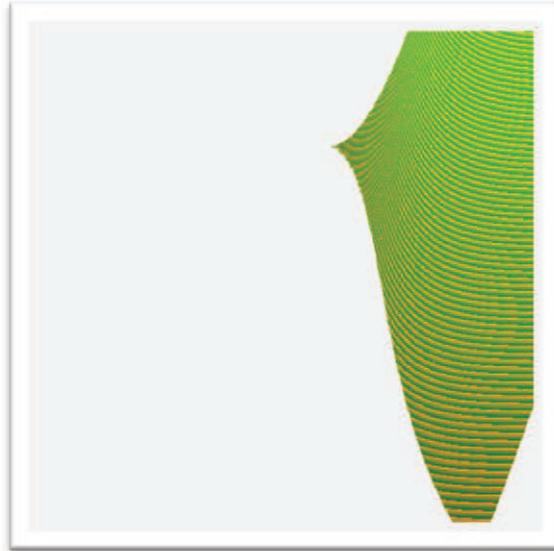


Figura 3.11 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)⁶⁹

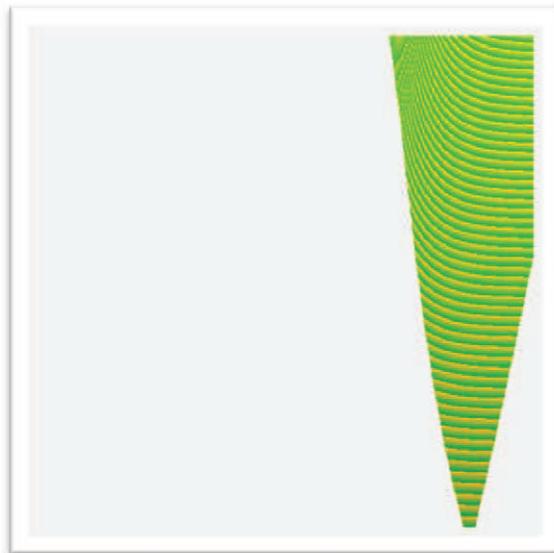


Figura 3.12 Diagrama Temperatura vs. Entropía (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)⁷⁰

Del mismo modo se obtiene la zona de vapor sobrecalentado para visualización ampliada utilizando las Figuras 3.9 y 3.10. La Figura 3.11 corresponde al diagrama

⁶⁹ Fuente propia

⁷⁰ Fuente propia

T vs s codificado entalpía para el refrigerante R-22 en visualización total (V.T) y la Figura 3.12 en visualización ampliada (V.A).

El último paso es unir ambas zonas, es decir las Figuras 3.11 y 3.12 que corresponden al diagrama T vs s en la zona de sobrecalentado deben unirse con las Figuras 3.4 y 3.5 que corresponden a la zona de la campana para cada visualización respectivamente. La unión entre estas dos zonas para formar un diagrama T vs s, se ve afectada en los bordes donde se unen porque es evidente que las ecuaciones que gobiernan cada zona han sido empatadas matemáticamente de la mejor manera posible. Los pixeles que al unir ambas zonas queden sin información, se codifican mediante una interpolación entre los pixeles con información más cercanos. La Figura 3.13 corresponde al diagrama final T vs. s codificado entalpía para visualización total y la Figura 3.14 para visualización ampliada. La unión se realiza usando el programa Photostudio.

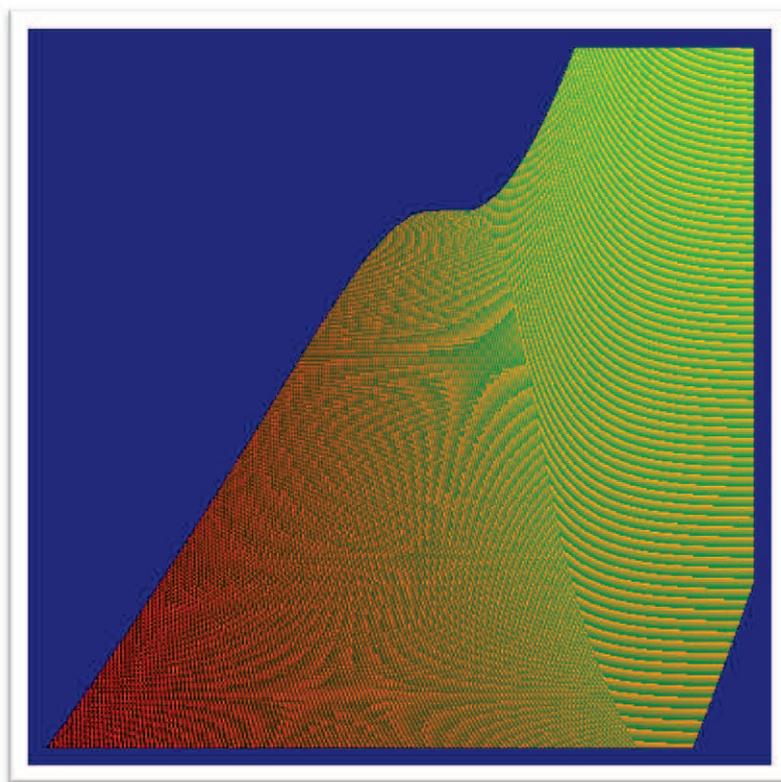


Figura 3.13 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (completo - V.T.)⁷¹

⁷¹ Fuente propia

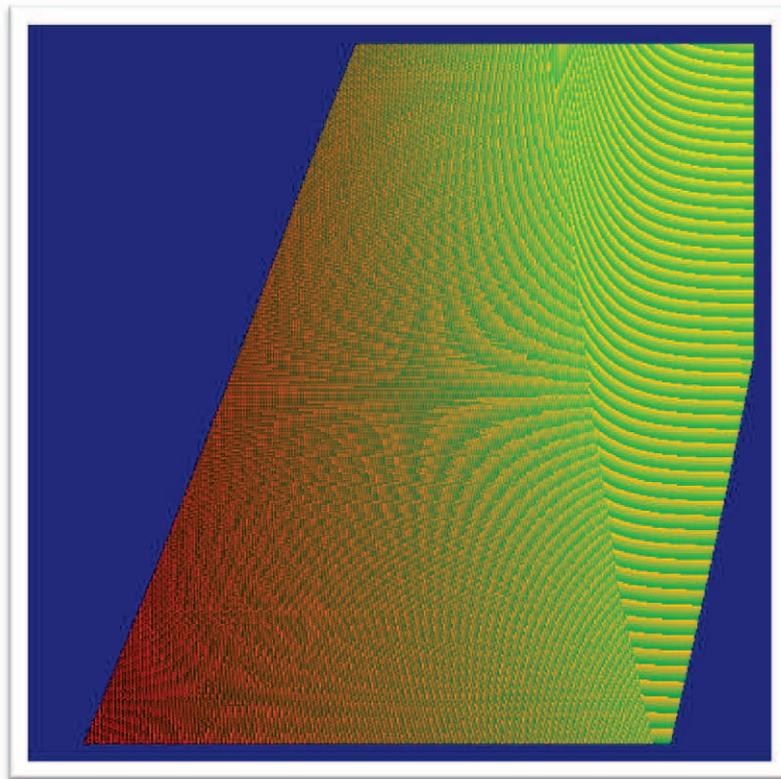


Figura 3.14 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado entalpía (completo – V.A.)⁷²

El siguiente diagrama a generar es el T vs. s codificado el volumen. Los límites de los ejes de éste diagrama son los mismos del T vs. s codificado entalpía. La obtención de este diagrama en la región de la campana se genera directamente a partir de la temperatura de saturación utilizando las funciones explicadas en numeral 3.2, y para la región de vapor sobrecalentado se genera previamente la plantilla T vs P codificado volumen (Figura 3.17).

En el diagrama de visualización total y en el de visualización ampliada el volumen se codifica de 0 a 8.1 [m³/kg]. La Figura 3.15 corresponde a la zona de la campana codificado el volumen para la visualización total y la Figura 3.16 para visualización ampliada

⁷² Fuente propia

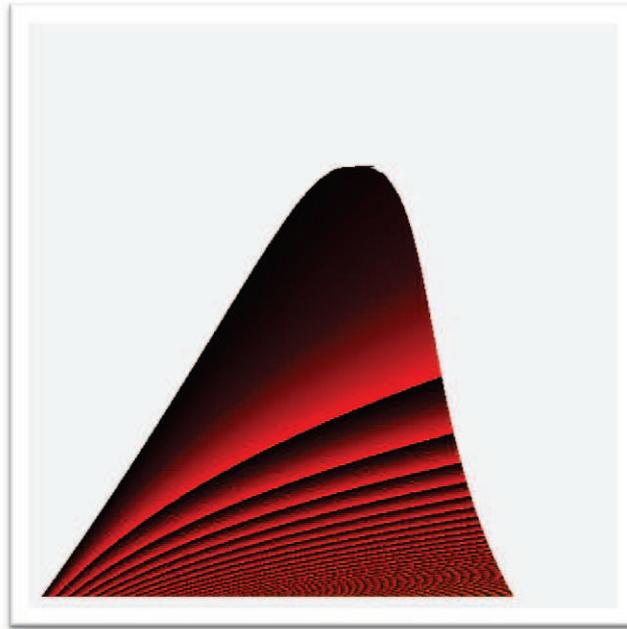


Figura 3.15 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de la campana - V.T.)⁷³

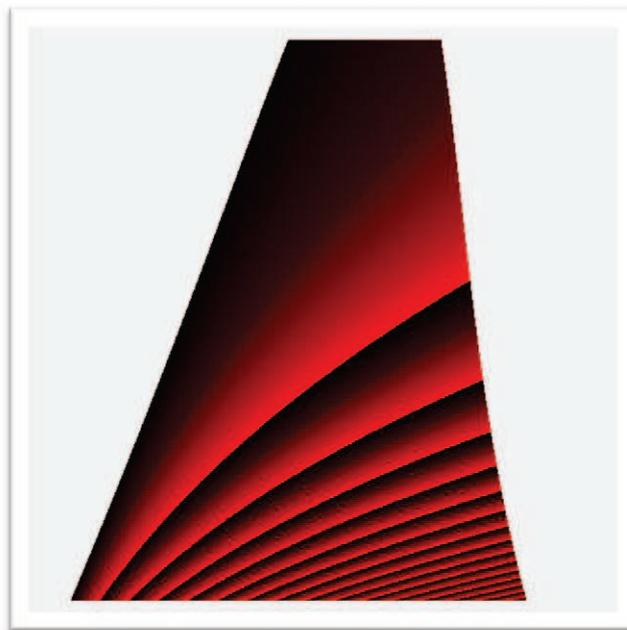


Figura 3.16 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de la campana - V.A.)⁷⁴

El uso de las plantillas T vs P codificado entalpía, entropía y volumen es de gran importancia en la obtención de la zonas de sobrecalentado, puesto que al tener la información de las propiedades termodinámicas codificadas en estas plantillas,

⁷³ Fuente propia

⁷⁴ Fuente propia

resulta más fácil y rápido obtener el diagrama de esta zona, como se explicó anteriormente para la zona de sobrecalentado del T vs s codificado entalpía.

Para el caso del diagrama T vs. s en la zona de sobrecalentado se trabaja con la información codificada en la plantilla T vs P codificado entropía y la plantilla T vs. P codificado volumen. La Figura 3.17 corresponde al diagrama T vs. P codificado volumen para visualización total y la Figura 3.18 para visualización ampliada.

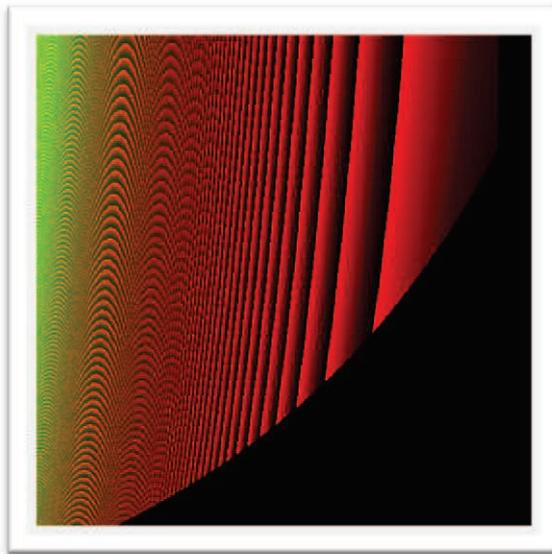


Figura 3.17 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado V.T.)⁷⁵

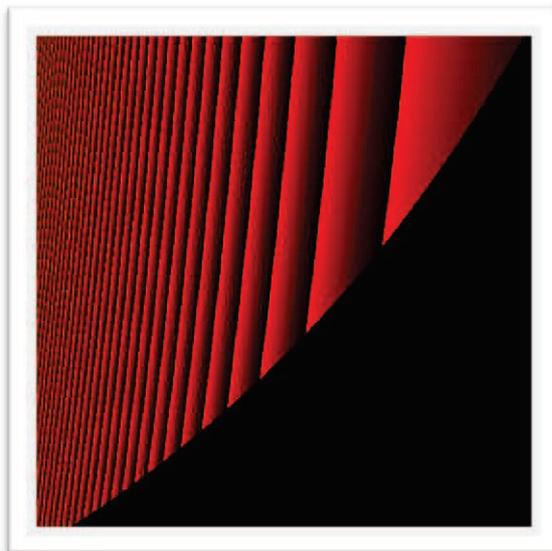


Figura 3.18 Diagrama T vs P del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado-V.A.)⁷⁶

⁷⁵ Fuente propia

⁷⁶ Fuente propia

La Figura 3.19 corresponde al diagrama T vs. s codificado el volumen en la zona de sobrecalentado en visualización total y la Figura 3.20 en visualización ampliada.

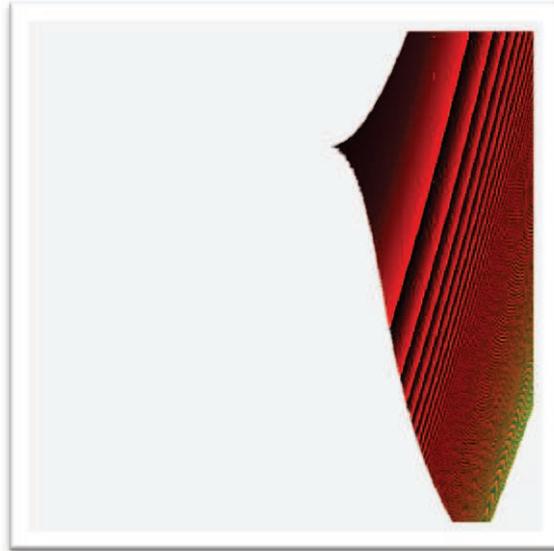


Figura 3.19 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado - V.T.)⁷⁷



Figura 3.20 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (zona de vapor sobrecalentado - V.A.)⁷⁸

Del mismo modo que en el diagrama T vs. s codificado entalpía se unen las zonas de la campana y de sobrecalentado en el programa Photostudio.

⁷⁷ Fuente propia

⁷⁸ Fuente propia

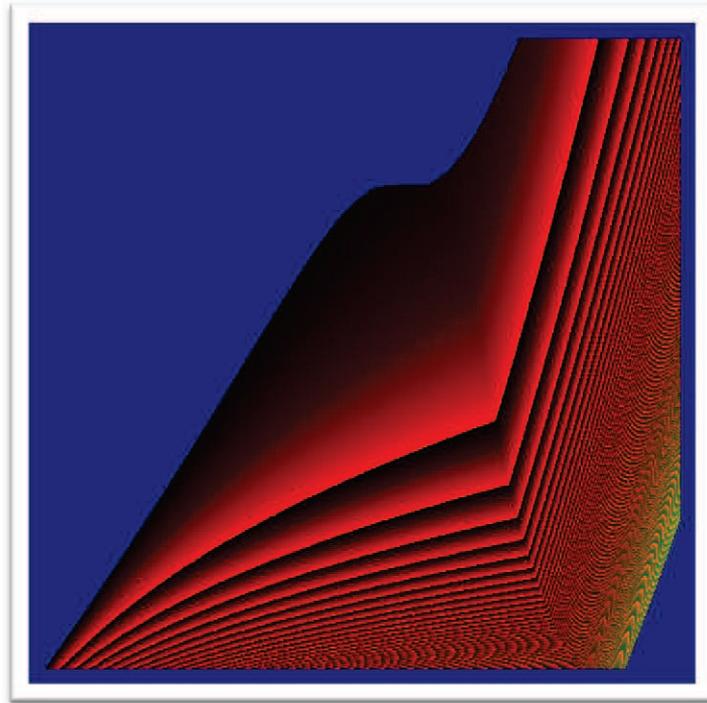


Figura 3.21 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (completo - V.T.)⁷⁹

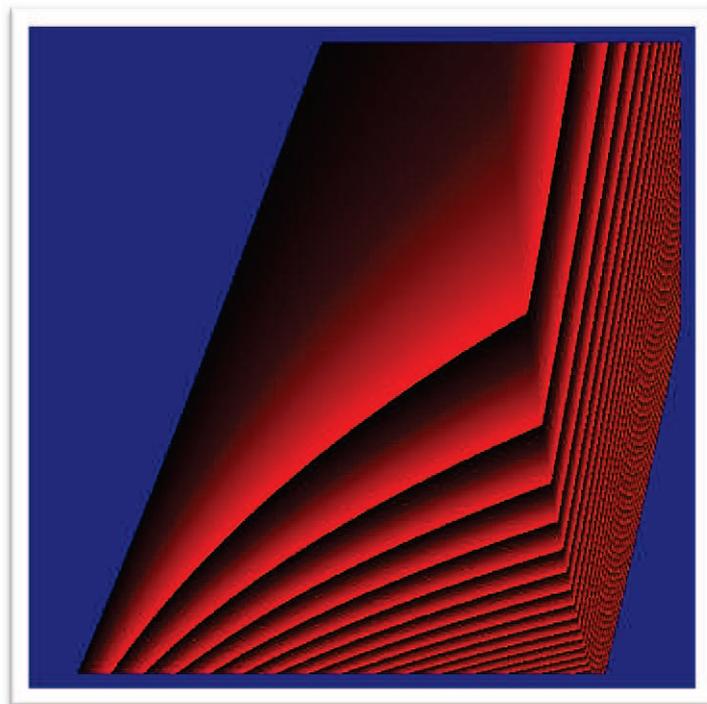


Figura 3.22 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado volumen (completo - V.A.)⁸⁰

⁷⁹ Fuente propia

⁸⁰ Fuente propia

La Figura 3.21 corresponde al diagrama final T vs. s codificado volumen en visualización total y la Figura 3.22 en visualización ampliada.

Finalmente, el diagrama T vs s codificado la presión se genera en dos zonas como en los anteriores diagramas T vs s, en la zona de la campana se obtiene la presión de saturación directamente a partir de la temperatura de saturación asignada en cada pixel, y para la región de vapor sobrecalentado se utiliza la plantilla T vs P codificado entropía desarrollada anteriormente.

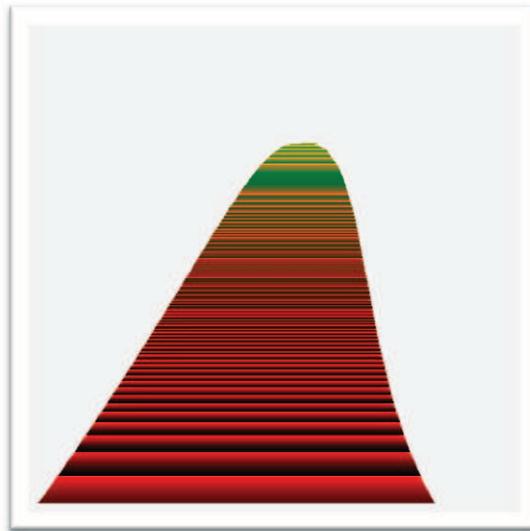


Figura 3.23 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (zona de la campana - V.T.)⁸¹

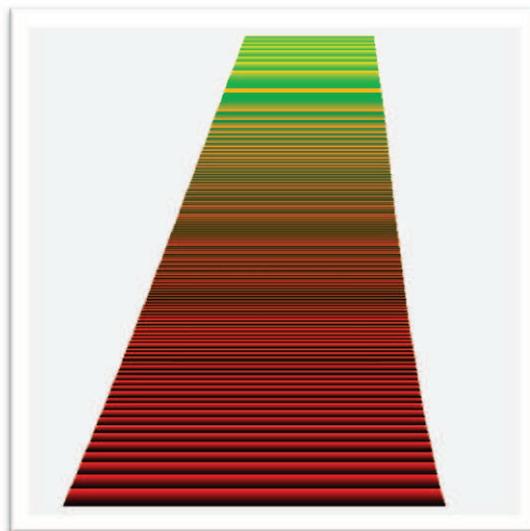


Figura 3.24 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (zona de la campana - V.A.)⁸²

⁸¹ Fuente propia

La Figura 3.23 corresponde al diagrama T vs s codificado presión en la zona de la campana para visualización total y la Figura 3.24 para visualización ampliada. Los diagramas finales de T vs s codificado presión se muestran a continuación:

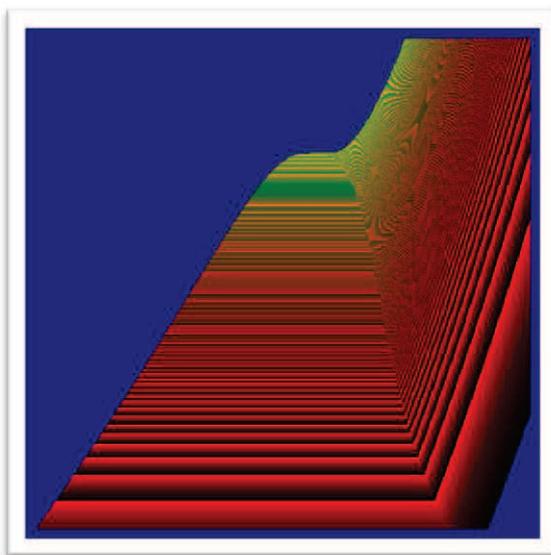


Figura 3.25 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (completo - V.T.)⁸³

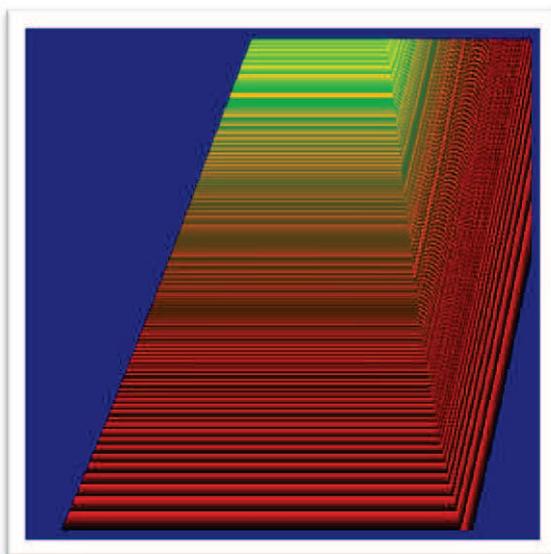


Figura 3. 26 Diagrama T vs s del refrigerante R-22 codificado presión (completo - V.A.)⁸⁴

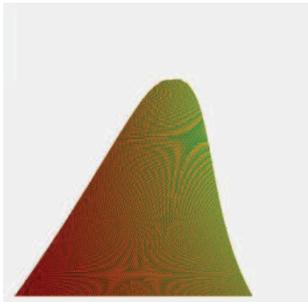
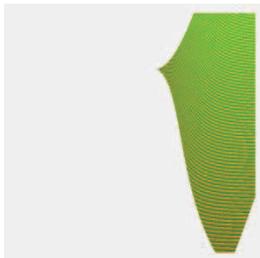
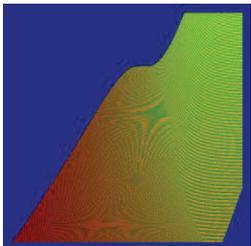
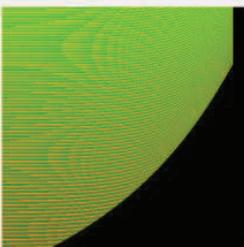
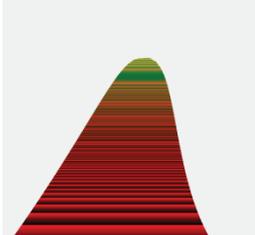
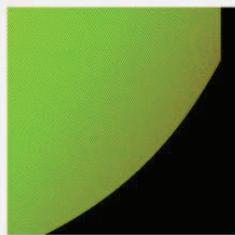
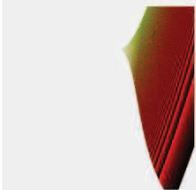
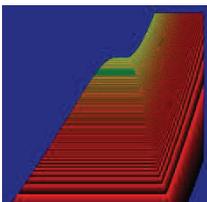
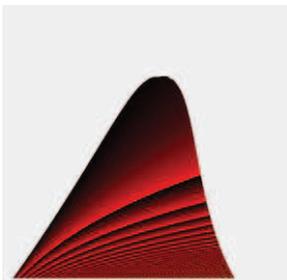
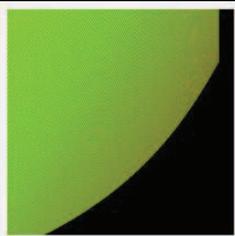
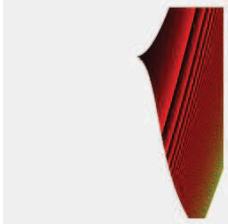
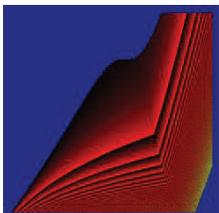
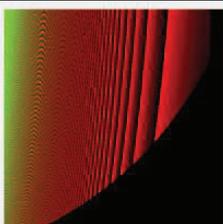
Las Tablas 3.13 y 3.14 muestran un resumen de la obtención de los diagramas T vs s para el refrigerante R-22 en ambas visualizaciones.

⁸² Fuente propia

⁸³ Fuente propia

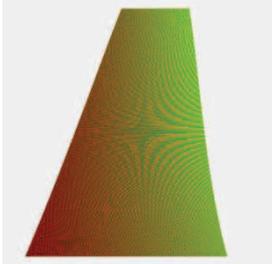
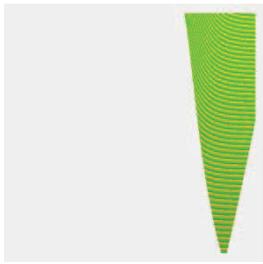
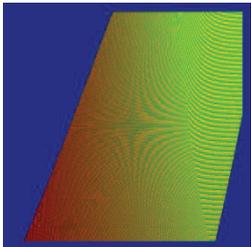
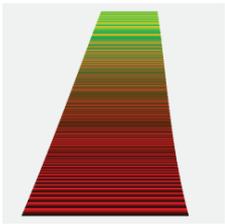
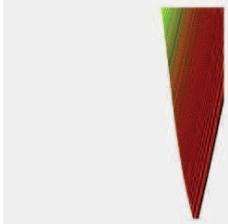
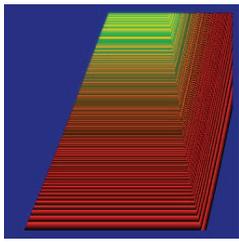
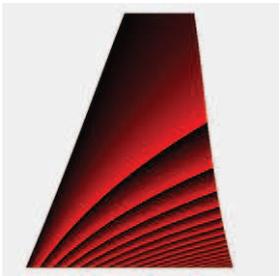
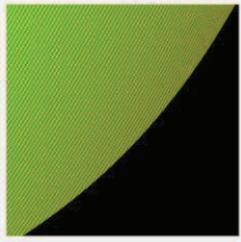
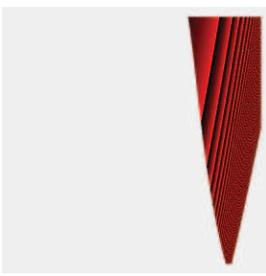
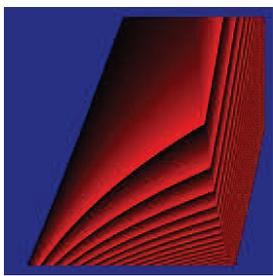
⁸⁴ Fuente propia

Tabla 3.13 Diagramas T-s (R-22_Visualización Total)⁸⁵

T-s codificado h			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado h
			
	T-P codificado h		
			
T _{eje} (K): (200-420); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.5); P _{eje} (MPa): (0.005-8); h _{cod} (kJ/kg): (0-500); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			
T-s codificado P			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado P
			
T _{eje} (K): (200-420); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.5); P _{eje} (MPa): (0.005-8); P _{cod} (MPa): (0.005-8); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			
T-s codificado v			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado v
			
	T-P codificado v		
			
T _{eje} (K): (200-420); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.5); P _{eje} (MPa): (0.005-8); s _{cod} (m ³ /kg): (0-15); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			

⁸⁵ Fuente propia

Tabla 3.14 Diagramas T-s (R-22_Visualización Ampliada)⁸⁶

T-s codificado h			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado h
			
	T-P codificado h		
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.4); P _{eje} (MPa): (0.03-3); h _{cod} (kJ/kg): (0-400); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			
T-s codificado P			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado P
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.4); P _{eje} (MPa): (0.03-3); P _{cod} (MPa): (0.03-3); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			
T-s codificado v			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado v
			
	T-P codificado v		
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0-1.4); P _{eje} (MPa): (0.03-3); v _{cod} (m ³ /kg): (0-8.1); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2)			

⁸⁶ Fuente propia

3.3.1.2 GENERACIÓN DE LAS GRÁFICAS PRESIÓN VS ENTALPÍA

El proceso de generación de los diagramas P vs h, codificando las diferentes propiedades es muy similar al proceso de generación de los diagramas T vs s explicados en el apartado 3.3.1.1. A continuación se detallan las semejanzas entre estos dos procesos:

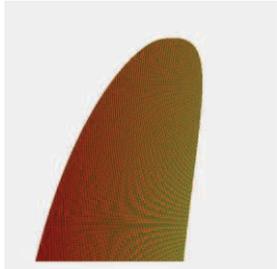
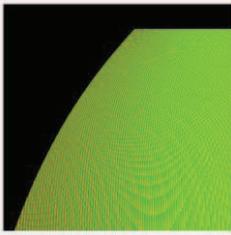
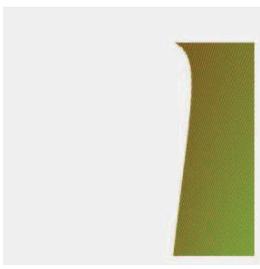
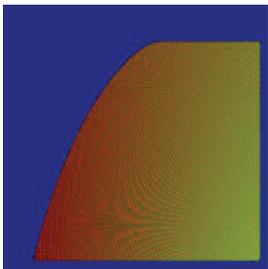
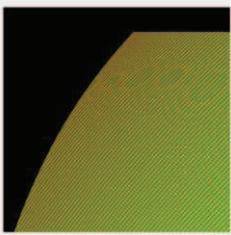
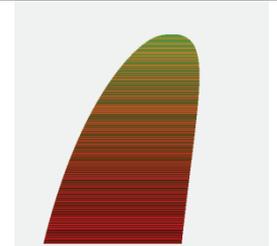
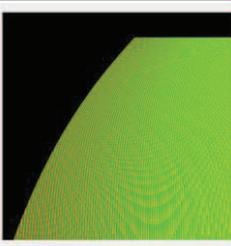
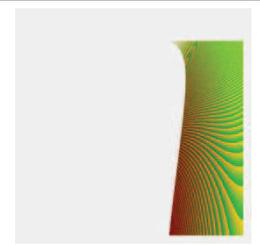
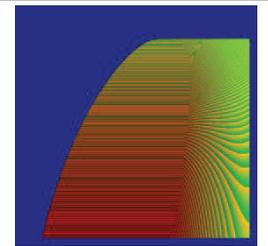
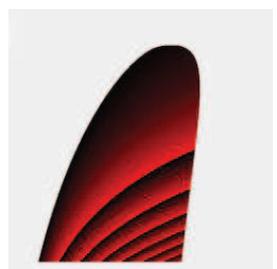
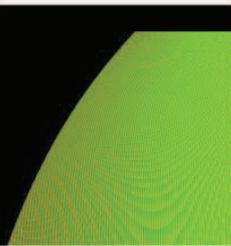
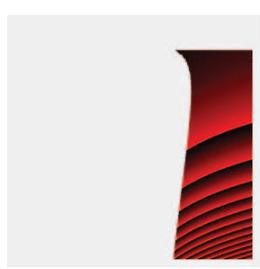
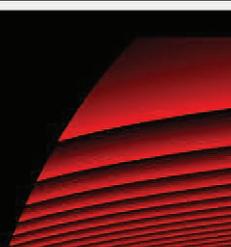
- Las herramientas, comandos y propiedades del programa Visual Basic 6.0 que se utilizan en generación de estos diagramas son las mismas usadas en los diagramas T vs s.
- Para obtener los diagramas finales P vs h, primero se generan los diagramas de la zona de la campana y de sobrecalentado por separado como se realizó el diagrama T vs s en el numeral 3.3.1.2, posterior a esto se une ambas zonas usando el programa Photostudio.
- Se fijan los límites de las propiedades en los ejes y en la codificación.
- Se generan visualización total y ampliada de todos los diagramas.

Sin embargo es necesario detallar las principales diferencias en la generación de los diagramas P vs h respecto a los T vs s, estas son:

- El eje y de todos los diagramas P vs h corresponden a la presión y en el eje x se representan las demás propiedades dependiendo del diagrama a realizar.
- La escala de la presión en el eje y es logarítmica, debido al amplio rango de presión que se pretende representar.
- Los límites de los ejes pueden ser diferentes, esto sólo depende de la visualización que se desea obtener.
- Los límites en la codificación de las propiedades termodinámicas son diferentes, pues esto se plantea con respecto a los límites de los ejes.
- Para la obtención de los diagramas en la zona de sobrecalentado se crean plantillas P vs T, y no T vs P como en los diagramas T vs s.

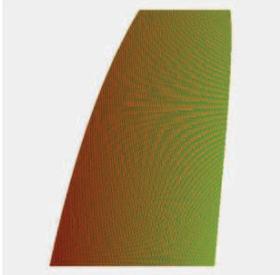
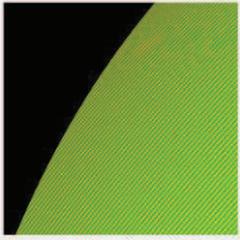
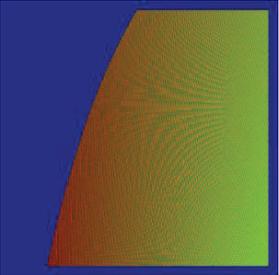
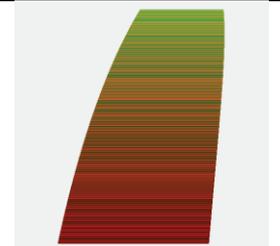
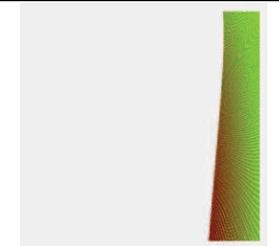
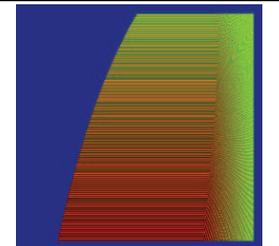
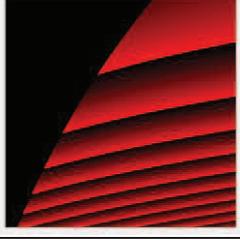
Los diagramas P vs h para el refrigerante R-22 se detallan en las Tablas 3.15 y 3.16.

Tabla 3.15 Diagramas P-h (R-22_Visualización Total)⁸⁷

P-h codificado s			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado s
			
	P-T codificado s		
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-400); T _{eje} (K): (220-480); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-2.5); h _{cod} (kJ/kg): (0-500)			
P-h codificado T			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado T
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-400); T _{eje} (K): (220-480); T _{cod} (K): (220-480); h _{cod} (kJ/kg): (0-500)			
P-h codificado v			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado v
			
	P-T codificado v		
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-400); T _{eje} (K): (220-480); v _{cod} (m ³ /kg): (0-8); h _{cod} (kJ/kg): (0-500)			

⁸⁷ Fuente propia

Tabla 3.16 Diagramas P-h (R-22_Visualización Ampliada)⁸⁸

P-h codificado s			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado s
	 <i>P-T codificado s</i> 		
$P_{eje}(\text{MPa}): (0.2-3); h_{eje}(\text{kJ/kg}): (0-350); T_{eje}(\text{K}): (240-400); s_{cod}(\text{kJ/kg}\cdot\text{K}): (0-1.8); h_{cod}(\text{kJ/kg}): (0-400)$			
P-h codificado T			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado T
			
$P_{eje}(\text{MPa}): (0.2-3); h_{eje}(\text{kJ/kg}): (0-350); T_{eje}(\text{K}): (240-400); T_{cod}(\text{K}): (240-400); h_{cod}(\text{kJ/kg}): (0-400)$			
P-h codificado v			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado v
	 <i>P-T codificado v</i> 		
$P_{eje}(\text{MPa}): (0.2-3); h_{eje}(\text{kJ/kg}): (0-350); T_{eje}(\text{K}): (240-400); v_{cod}(\text{m}^3/\text{kg}): (0-5); h_{cod}(\text{kJ/kg}): (0-400)$			

⁸⁸ Fuente propia

3.3.2 GENERACIÓN DE LOS DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DEL PROPANO Y BUTANO

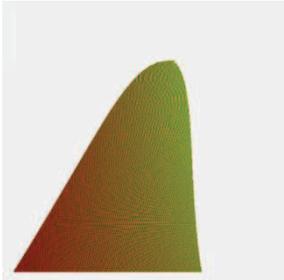
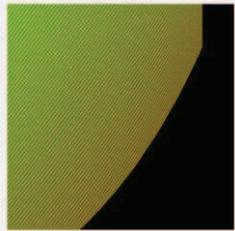
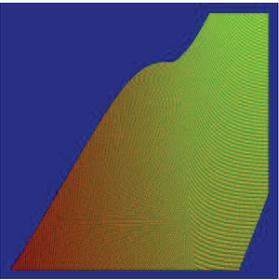
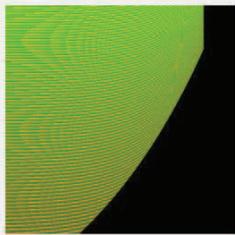
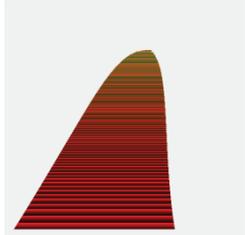
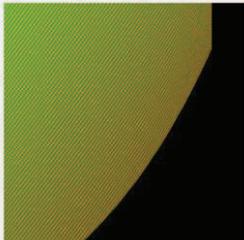
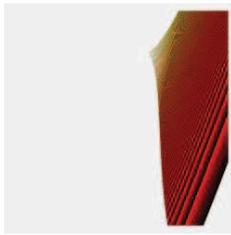
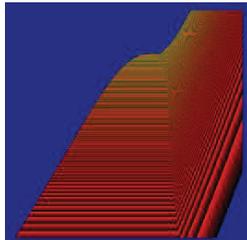
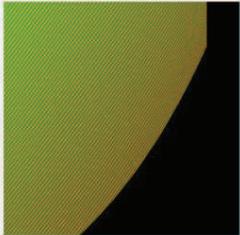
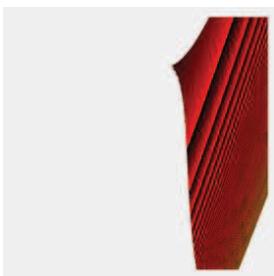
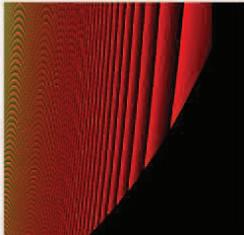
El proceso para la generación de los diagramas T vs s y P vs h para el propano y butano (en visualización total y ampliada), es el explicado en los numerales 3.3.1.1 y 3.3.1.2 donde se generaron los diagramas para el refrigerante R-22. La diferencia fundamental radica en las ecuaciones y constantes que se utilizan para obtener las propiedades, estas se mostraron en el numeral 3.2.2.

Las gráficas obtenidas y sus respectivos límites para el propano tanto en visualización total como ampliada se detallan desde la Tabla 3.17 hasta la

Tabla 3.20.

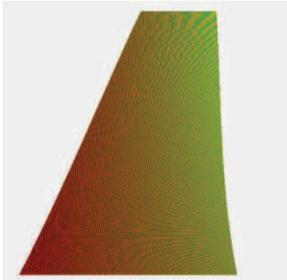
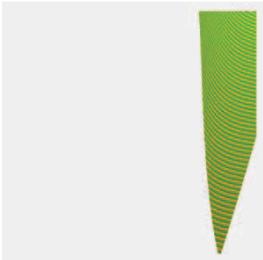
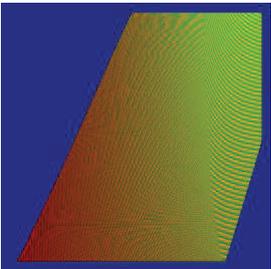
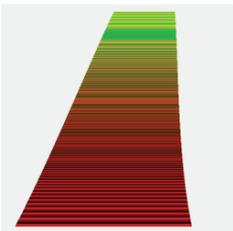
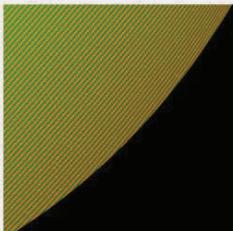
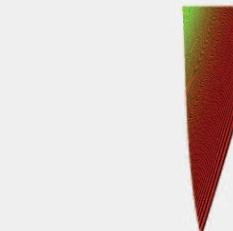
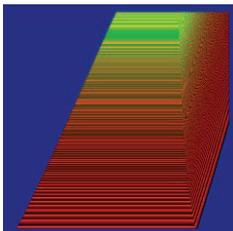
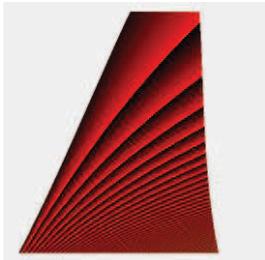
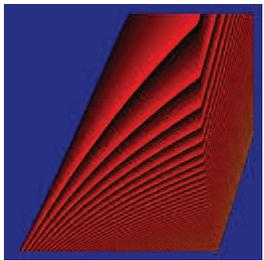
Las gráficas obtenidas y sus respectivos límites para el butano tanto en visualización total como ampliada se detallan desde la Tabla 3.21 hasta la Tabla 3.24.

Tabla 3.17 Diagramas T-s (Propano_Visualización Total)⁸⁹

T-s codificado h			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado h</i>
			
	<i>T-P codificado h</i>		
			
T _{eje} (K): (240-400); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.02-10); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado P			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado P</i>
			
T _{eje} (K): (240-400); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.02-10); P _{cod} (MPa): (0.02-10); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado v			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado v</i>
			
	<i>T-P codificado v</i>		
			
T _{eje} (K): (240-400); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.02-10); v _{cod} (m ³ /kg): (0-8); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			

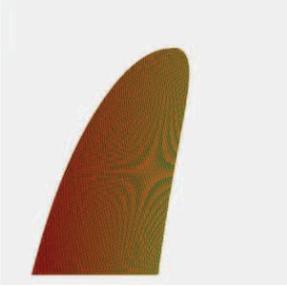
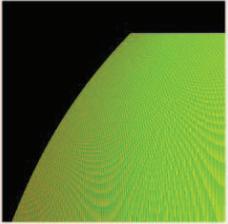
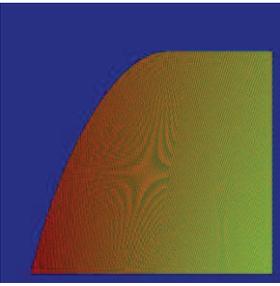
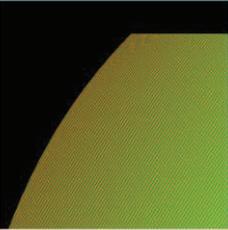
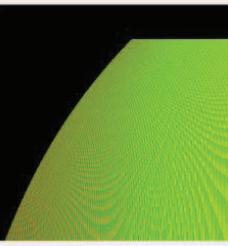
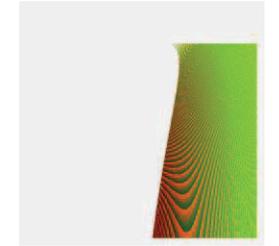
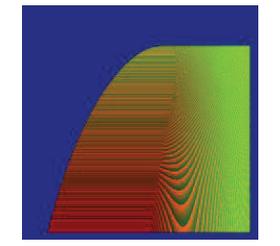
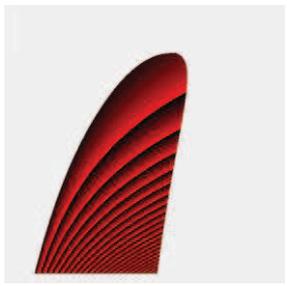
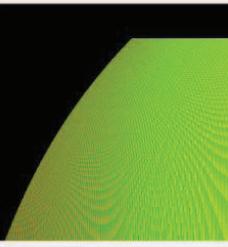
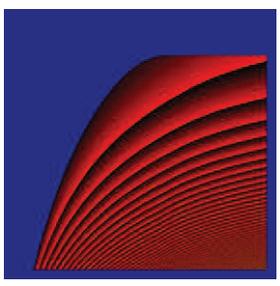
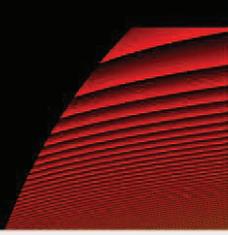
⁸⁹ Fuente propia

Tabla 3.18 Diagramas T-s (Propano_Visualización Ampliada)⁹⁰

T-s codificado h			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado h
			
	T-P codificado h		
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.04-2.5); h _{cod} (kJ/kg): (0-900); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado P			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado P
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.04-2.5); P _{cod} (MPa): (0.04-2.5); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado v			
Zona de la Campana	T-P codificado s	Zona de Gas	T-s codificado v
			
	T-P codificado v		
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.04-2.5); v _{cod} (m ³ /kg): (0-5); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			

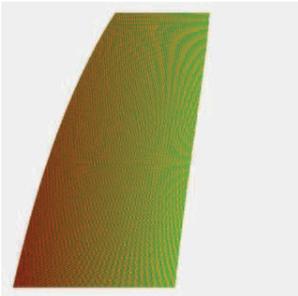
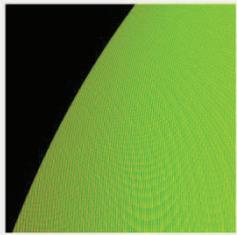
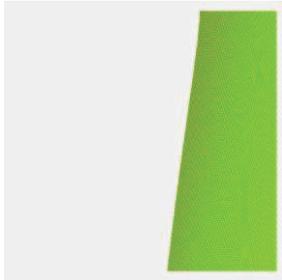
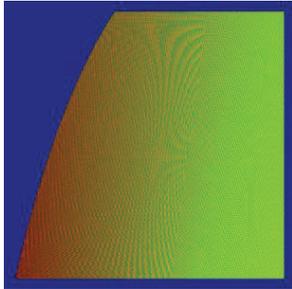
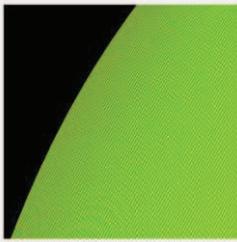
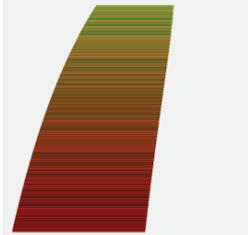
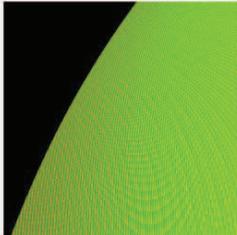
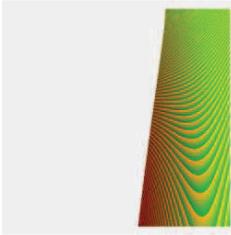
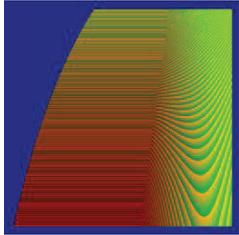
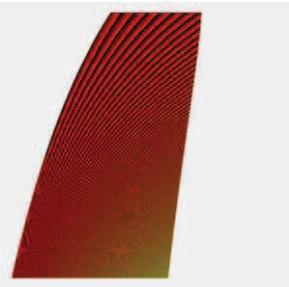
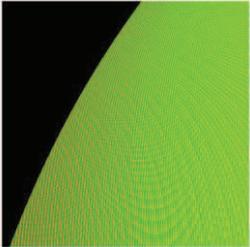
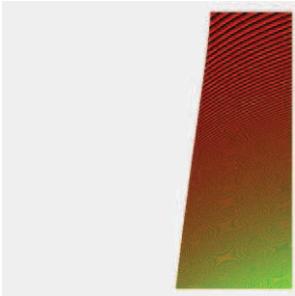
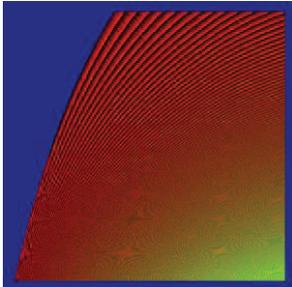
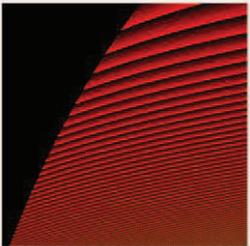
⁹⁰ Fuente propia

Tabla 3.19 Diagramas P-h (Propano_Visualización Total)⁹¹

P-h codificado s			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado s
			
	P-T codificado s		
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (220-480); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			
P-h codificado T			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado T
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (220-480); T _{cod} (K): (220-480); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			
P-h codificado v			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado v
			
	P-T codificado v		
			
P _{eje} (MPa): (0.1-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (220-480); v _{cod} (m ³ /kg): (0-5); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			

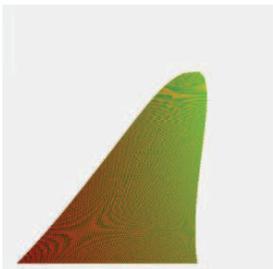
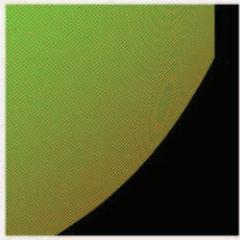
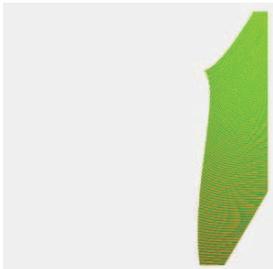
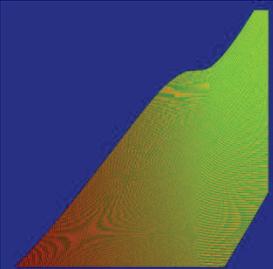
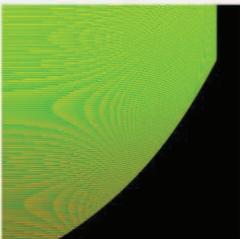
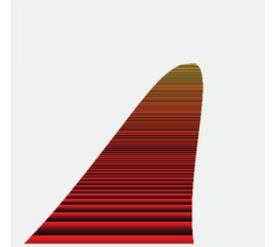
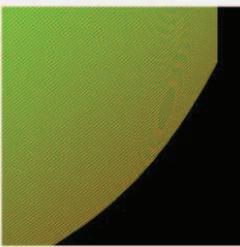
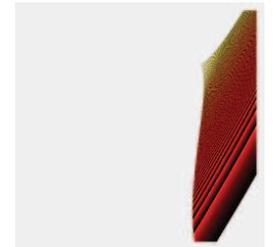
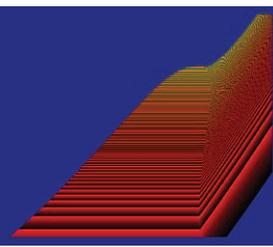
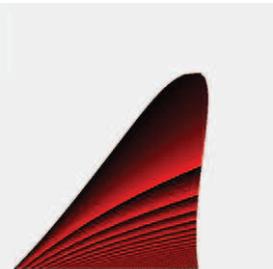
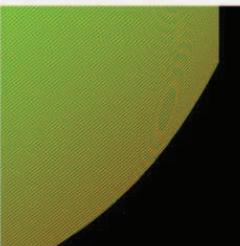
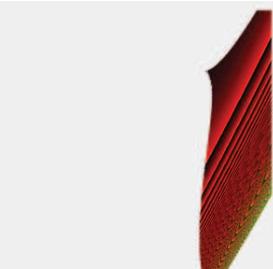
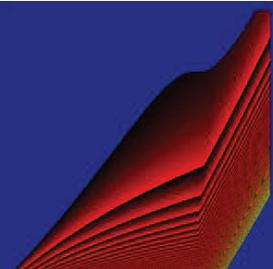
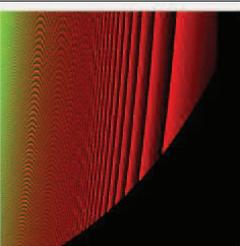
⁹¹ Fuente propia

Tabla 3.20 Diagramas P-h (Propano_Visualización Ampliada)⁹²

P-h codificado s			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>P-T codificado h</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>P-h codificado s</i>
			
	<i>P-T codificado s</i>		
			
P _{eje} (MPa): (0.18-2.5); h _{eje} (kJ/kg): (100-800); T _{eje} (K): (240-420); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-3.2); h _{cod} (kJ/kg): (0-900)			
P-h codificado T			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>P-T codificado h</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>P-h codificado T</i>
			
P _{eje} (MPa): (0.18-2.5); h _{eje} (kJ/kg): (100-800); T _{eje} (K): (240-420); T _{cod} (K): (240-420); h _{cod} (kJ/kg): (0-900)			
P-h codificado v			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>P-T codificado h</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>P-h codificado v</i>
			
	<i>P-T codificado v</i>		
			
P _{eje} (MPa): (0.18-2.5); h _{eje} (kJ/kg): (100-800); T _{eje} (K): (240-420); v _{cod} (m ³ /kg): (0-2); h _{cod} (kJ/kg): (0-900)			

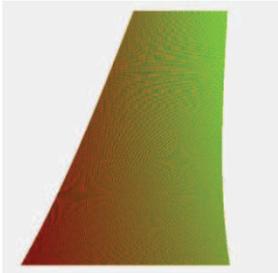
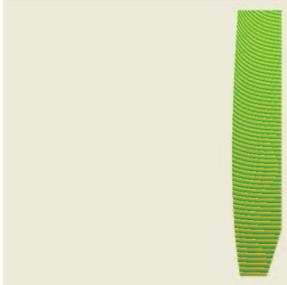
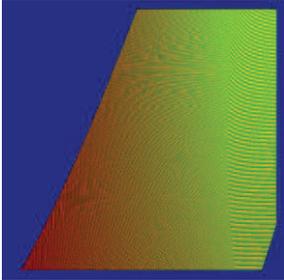
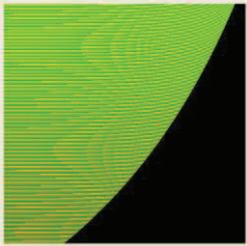
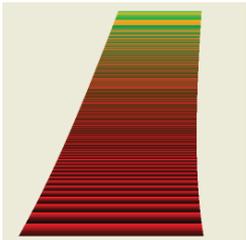
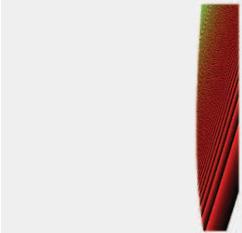
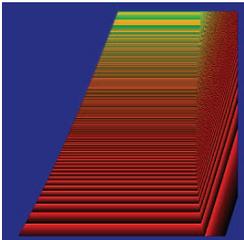
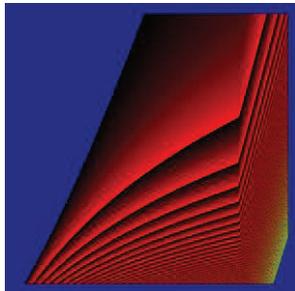
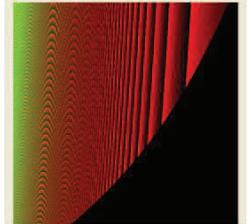
⁹² Fuente propia

Tabla 3.21 Diagramas T-s (Butano_Visualización Total)⁹³

T-s codificado h			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado h</i>
			
	<i>T-P codificado h</i>		
			
T _{eje} (K): (240-480); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.005-8); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado P			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado P</i>
			
T _{eje} (K): (240-480); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.005-8); P _{cod} (MPa): (0.005-8); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			
T-s codificado v			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado v</i>
			
	<i>T-P codificado v</i>		
			
T _{eje} (K): (240-480); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.4-2.8); P _{eje} (MPa): (0.005-8); v _{cod} (m ³ /kg): (0-15); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5)			

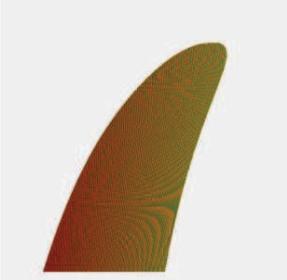
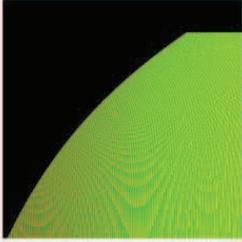
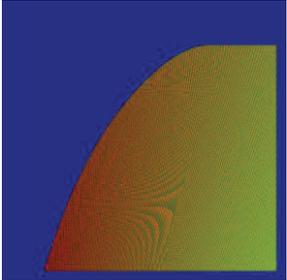
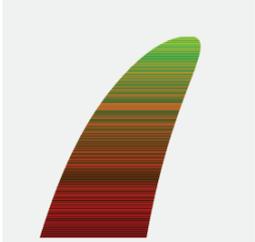
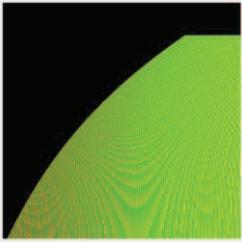
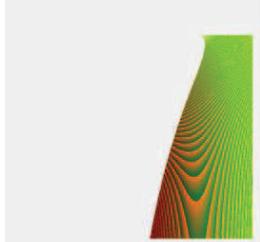
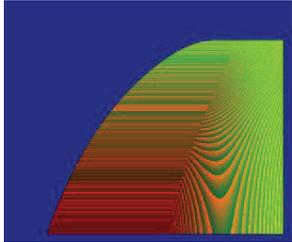
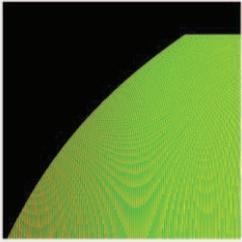
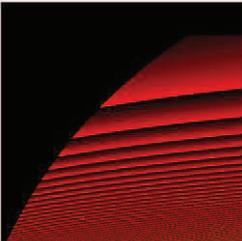
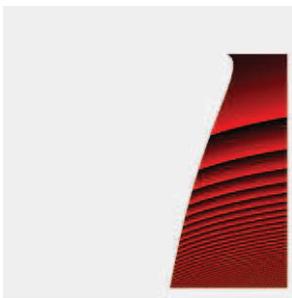
⁹³ Fuente propia

Tabla 3.22 Diagramas T-s (Butano_Visualización Ampliada)⁹⁴

T-s codificado h			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado h</i>
			
	<i>T-P codificado h</i>		
			
T _{eje} (K): (215-340); S _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.001-1); h _{cod} (kJ/kg): (0-800); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-4)			
T-s codificado P			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado P</i>
			
T _{eje} (K): (215-340); S _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.001-1); P _{cod} (MPa): (0.001-1); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-4)			
T-s codificado v			
<i>Zona de la Campana</i>	<i>T-P codificado s</i>	<i>Zona de Gas</i>	<i>T-s codificado v</i>
			
	<i>T-P codificado v</i>		
			
T _{eje} (K): (215-340); s _{eje} (kJ/kg*K): (0.1-2.6); P _{eje} (MPa): (0.001-1); v _{cod} (m ³ /kg): (0-50); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-4)			

⁹⁴ Fuente propia

Tabla 3.23 Diagramas P-h (Butano_Visualización Total)⁹⁵

P-h codificado s			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado s
	 <i>P-T codificado s</i> 		
P _{eje} (MPa): (0.03-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (240-480); s _{cod} (kJ/kg*K): (0-5); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			
P-h codificado T			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado T
			
P _{eje} (MPa): (0.03-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (240-480); T _{cod} (K): (240-480); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			
P-h codificado v			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado v
	 <i>P-T codificado v</i> 		
P _{eje} (MPa): (0.03-8); h _{eje} (kJ/kg): (0-900); T _{eje} (K): (240-480); v _{cod} (m ³ /kg): (0-15); h _{cod} (kJ/kg): (0-1000)			

⁹⁵ Fuente propia

Tabla 3.24 Diagramas P-h (Butano_Visualización Ampliada)⁹⁶

P-h codificado s			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado s
	P-T codificado s		
<p>P_{eje}(MPa): (0.06-8); h_{eje}(kJ/kg): (100-700); T_{eje}(K): (250-400); s_{cod}(kJ/kg*K): (0-3); h_{cod}(kJ/kg): (0-900)</p>			
P-h codificado T			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado T
<p>P_{eje}(MPa): (0.06-8); h_{eje}(kJ/kg): (100-700); T_{eje}(K): (250-400); T_{cod}(K): (250-400); h_{cod}(kJ/kg): (0-900)</p>			
P-h codificado v			
Zona de la Campana	P-T codificado h	Zona de Gas	P-h codificado v
	P-T codificado v		
<p>P_{eje}(MPa): (0.06-8); h_{eje}(kJ/kg): (100-700); T_{eje}(K): (250-400); v_{cod}(m³/kg): (0-2); h_{cod}(kJ/kg): (0-900)</p>			

⁹⁶ Fuente propia

3.4 ANÁLISIS DE ERRORES

Con el objetivo de verificar si las propiedades termodinámicas de las tres sustancias analizadas (R-22, propano y butano) han sido calculadas de manera precisa, se procede a realizar una comparación entre estos valores calculados y los proporcionados por el libro de REYNOLDS (*“Thermodynamic Properties in SI”*) (Anexo 2) considerados como valores teóricos para el cálculo del error porcentual.

El análisis de errores se lo efectúa tanto para la zona de la campana como para la zona de gas de cada una de las tres sustancias involucradas. Para el análisis en la zona de la campana, se han tomado valores de temperatura desde los 200 [K] (temperatura de referencia) hasta la temperatura del punto crítico de cada sustancia tomando valores con un incremento de 40 [K]. Para la zona de gas, se han fijado alrededor de cinco valores de temperatura representativos y para cada una de ellos, dos valores correspondientes de presión.

En la campana, se analiza el error porcentual correspondiente a la presión de saturación, el volumen, la entalpía y la entropía de líquido saturado y vapor saturado a una determinada temperatura de saturación. En la zona de gas por su parte, se analizan el volumen, la entalpía y la entropía a una temperatura y presión determinadas.

Es importante mencionar que la precisión de los datos proporcionados por el programa, es mayor que la de las tablas mostradas por Reynolds; a pesar de ello, para el análisis de errores de las propiedades termodinámicas, se ha trabajado con el número de cifras significativas que utiliza el libro de Reynolds.

3.4.1 ANÁLISIS DE ERRORES DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS CALCULADAS PARA EL REFRIGERANTE R-22

Tabla 3.25 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-22⁹⁷

Temperatura [K]	P_{sat} Calculado [Pa]	P_{sat} Tabulado [Pa]	Error Porcentual
200	16725,42	16730,00	0,03
240	142755,61	142800,00	0,03
280	618153,35	618200,00	0,01
320	1805388,39	1805000,00	0,02
360	4182286,55	4182000,00	0,01
369,17	4977301,63	4978000,00	0,01

Tabla 3.26 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-22⁹⁸

Temperatura [K]	v_f Calculado [m ³ /kg]	v_f Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	v_g Calculado [m ³ /kg]	v_g Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual
200	0,000666	0,000666	0,00	1,138533	1,139000	0,04
240	0,000720	0,000720	0,00	0,154268	0,154300	0,02
280	0,000793	0,000793	0,00	0,038160	0,038160	0,00
320	0,000909	0,000909	0,00	0,012664	0,012660	0,03
360	0,001214	0,001214	0,00	0,004070	0,004070	0,00
369,17	0,001906	0,001906	0,00	0,002056	0,001906	7,87

Tabla 3.27 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-22⁹⁹

Temperatura [K]	h_f Calculado [kJ/kg]	h_f Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	h_g Calculado [kJ/kg]	h_g Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual
200	0,00	0,00	0,00	250,97	250,97	0,00
240	41,01	41,01	0,00	270,02	270,02	0,00
280	86,38	86,38	0,00	286,06	286,07	0,00
320	137,19	137,20	0,00	295,82	295,82	0,00
360	202,94	202,93	0,00	285,45	285,44	0,00
369,17	254,25	246,26	3,24	259,46	246,26	5,36

⁹⁷ Fuente propia

⁹⁸ Fuente propia

⁹⁹ Fuente propia

Tabla 3.28 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-22¹⁰⁰

Temperatura (K)	S _f Calculado [kJ/kg.K]	S _f Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual	S _g Calculado [kJ/kg.K]	S _g Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
200	0,0000	0,0000	0,00	1,2547	1,2548	0,01
240	0,1861	0,1863	0,10	1,1403	1,1405	0,02
280	0,3594	0,3595	0,04	1,0725	1,0727	0,02
320	0,5254	0,5255	0,02	1,0211	1,0212	0,01
360	0,7109	0,7110	0,02	0,9401	0,9402	0,01
369,17	0,8668	0,8263	4,90	0,8809	0,8263	6,61

Tabla 3.29 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-22¹⁰¹

Temperatura [K]	Presión [MPa]	v Calculado [m ³ /kg]	v Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	h Calculado [kJ/kg]	h Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	s Calculado [kJ/kg.K]	s Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
220	0,02	1,04877	1,04900	0,02	261,78	261,78	0,00	1,2892	1,2893	0,01
	0,05	0,41410	0,41410	0,00	260,85	260,85	0,00	1,1980	1,1982	0,01
290	0,02	1,38969	1,39000	0,02	303,72	303,72	0,00	1,4542	1,4543	0,01
	0,3	0,08833	0,08833	0,00	299,21	299,21	0,00	1,1826	1,1828	0,02
360	0,4	0,08386	0,08386	0,00	347,69	347,69	0,00	1,3055	1,3057	0,01
	4	0,00472	0,00472	0,04	293,22	293,22	0,00	0,9639	0,9640	0,01
430	0,4	0,10164	0,10160	0,04	401,44	401,44	0,00	1,4418	1,4420	0,01
	2	0,01890	0,01890	0,01	391,35	391,36	0,00	1,2701	1,2703	0,01
	4	0,00849	0,00849	0,01	376,87	376,87	0,00	1,1782	1,1783	0,01
500	0,4	0,11901	0,11900	0,00	459,13	459,13	0,00	1,5660	1,5662	0,01
	2	0,02287	0,02287	0,00	452,18	452,19	0,00	1,4011	1,4013	0,01
	4	0,01087	0,01087	0,02	443,00	443,00	0,00	1,3208	1,3209	0,01

Como se observa desde la Tabla 3.25 hasta la Tabla 3.28, los porcentajes de error de las propiedades dentro de la campana para el refrigerante R-22, muestran valores menores al 1%, a excepción de las propiedades del punto crítico en donde el error máximo es del 7.87% correspondiente al volumen de vapor saturado. En tanto que en la zona de gas, la Tabla 3.29 muestra los errores correspondientes a cada una de las propiedades, las cuales no superan el 1%. Por lo que se concluye de manera general, que el cálculo de las propiedades

¹⁰⁰ Fuente propia¹⁰¹ Fuente propia

termodinámicas para el refrigerante R-22 es satisfactorio, con un margen de error bastante bajo, lo que confirma la buena aproximación del programa desarrollado.

3.4.2 ANÁLISIS DE ERRORES DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS CALCULADAS PARA EL PROPANO (R-290)

Tabla 3.30 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-290¹⁰²

Temperatura [K]	P _{sat} Calculado [Pa]	P _{sat} Tabulado [Pa]	Error Porcentual
200	19967,27	19970,00	0,01
240	146653,16	146700,00	0,03
280	577862,76	577900,00	0,01
320	1596335,47	1596000,00	0,02
360	3566027,92	3566000,00	0,00
369,82	4235930,00	4236000,00	0,00

Tabla 3.31 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-290¹⁰³

Temperatura [K]	V _f Calculado [m ³ /kg]	V _f Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	V _g Calculado [m ³ /kg]	V _g Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual
200	0,001661	0,001661	0,00	1,865139	1,865000	0,01
240	0,001784	0,001784	0,00	0,292246	0,292200	0,02
280	0,001941	0,001941	0,00	0,079237	0,079240	0,00
320	0,002183	0,002183	0,00	0,027897	0,027900	0,01
360	0,002956	0,002956	0,00	0,009517	0,009517	0,00
369,82	0,005066	0,005066	0,00	0,005295	0,005066	4,52

Tabla 3.32 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-290¹⁰⁴

Temperatura [K]	h _f Calculado [kJ/kg]	h _f Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	h _g Calculado [kJ/kg]	h _g Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual
200	0,00	0,00	0,00	456,24	456,24	0,00
240	88,89	88,90	0,01	503,32	503,32	0,00
280	183,98	183,98	0,00	547,71	547,72	0,00
320	291,72	291,73	0,00	584,61	584,61	0,00
360	438,38	438,37	0,00	590,75	590,74	0,00
369,82	550,29	539,78	1,95	556,35	539,78	3,07

¹⁰² Fuente propia

¹⁰³ Fuente propia

¹⁰⁴ Fuente propia

Tabla 3.33 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-290¹⁰⁵

Temperatura [K]	S _f Calculado [kJ/kg.K]	S _f Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual	S _g Calculado [kJ/kg.K]	S _g Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
200	0,0000	0,0000	0,00	2,2810	2,2812	0,01
240	0,4036	0,4038	0,06	2,1303	2,1306	0,01
280	0,7665	0,7668	0,04	2,0656	2,0658	0,01
320	1,1186	1,1189	0,02	2,0339	2,0341	0,01
360	1,5348	1,5339	0,06	1,9581	1,9571	0,05
369,82	1,8324	1,8042	1,56	1,8488	1,8042	2,47

Tabla 3.34 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-290¹⁰⁶

Temperatura [K]	Presión [MPa]	v Calculado [m ³ /kg]	v Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	h Calculado [kJ/kg]	h Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	s Calculado [kJ/kg.K]	s Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
250	0,05	0,92912	0,92910	0,00	523,67	523,67	0,00	2,4104	2,4106	0,01
	0,2	0,22075	0,22080	0,02	515,69	515,70	0,00	2,1257	2,1260	0,01
350	0,05	1,31471	1,31500	0,02	693,61	693,61	0,00	2,9780	2,9783	0,01
	2	0,02534	0,02534	0,02	641,60	641,60	0,00	2,1720	2,1723	0,01
450	0,05	1,69507	1,69500	0,00	908,01	908,02	0,00	3,5146	3,5148	0,01
	4	0,01745	0,01745	0,02	853,83	853,84	0,00	2,5992	2,5994	0,01
550	0,05	2,07392	2,07400	0,00	1164,24	1164,24	0,00	4,0274	4,0277	0,01
	1	0,10167	0,10170	0,03	1156,89	1156,89	0,00	3,4523	3,4526	0,01
	4	0,02389	0,02389	0,01	1132,69	1132,70	0,00	3,1582	3,1584	0,01
600	0,05	2,26309	2,26300	0,00	1306,48	1306,49	0,00	4,2748	4,2751	0,01
	1	0,11156	0,11160	0,03	1300,44	1300,45	0,00	3,7020	3,7023	0,01
	4	0,02673	0,02673	0,01	1280,97	1280,98	0,00	3,4161	3,4164	0,01

Como se observa desde la Tabla 3.30 hasta la Tabla 3.33, los porcentajes de error de las propiedades dentro de la campana para el refrigerante R-22, muestran valores menores al 1%, a excepción de las propiedades del punto crítico en donde el error máximo es del 3,07% correspondiente a la entalpía de vapor saturado. En tanto que en la zona de gas, la Tabla 3.34 muestra los errores correspondientes a cada una de las propiedades, las cuales no superan el 1%. Por lo que se concluye de manera general, que el cálculo de las propiedades termodinámicas para el refrigerante R-290 es satisfactorio, con un margen de

¹⁰⁵ Fuente propia

¹⁰⁶ Fuente propia

error bastante bajo, lo que confirma la buena aproximación del programa desarrollado.

3.4.3 ANÁLISIS DE ERRORES DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS CALCULADAS PARA EL BUTANO (R-600)

Tabla 3.35 Cálculo de errores de la presión de saturación para el R-600¹⁰⁷

Temperatura [K]	P _{sat} Calculado [Pa]	P _{sat} Tabulado [Pa]	Error Porcentual
200	1885,61	1886,00	0,02
250	39330,78	39330,00	0,00
300	255885,55	255900,00	0,01
350	933672,86	933700,00	0,00
400	2448001,16	2448000,00	0,01
423,95	3718095,90	3718000,00	0,00

Tabla 3.36 Cálculo de errores del volumen específico de líquido saturado y vapor saturado para el R-600¹⁰⁸

Temperatura [K]	v _f Calculado [m ³ /kg]	v _f Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	v _g Calculado [m ³ /kg]	v _g Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual
200	0,001511	0,001511	0,00	15,140927	15,140000	0,01
250	0,001621	0,001621	0,00	0,889230	0,889200	0,00
300	0,001753	0,001753	0,00	0,154147	0,154100	0,03
350	0,001938	0,001938	0,00	0,043293	0,043290	0,01
400	0,002344	0,002344	0,00	0,013904	0,013900	0,03
423,95	0,004902	0,004902	0,00	0,005142	0,004902	4,90

Tabla 3.37 Cálculo de errores de la entalpía de líquido saturado y vapor saturado para el R-600¹⁰⁹

Temperatura [K]	h _f Calculado [kJ/kg]	h _f Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	h _g Calculado [kJ/kg]	h _g Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual
200	0,00	0,00	0,00	455,99	455,99	0,00
250	120,11	120,11	0,00	523,66	523,66	0,00
300	238,42	238,42	0,00	594,88	594,88	0,00
350	365,81	365,81	0,00	664,62	664,63	0,00
400	517,07	517,08	0,00	719,26	719,27	0,00
423,95	689,01	679,56	1,39	695,03	679,56	2,28

¹⁰⁷ Fuente propia

¹⁰⁸ Fuente propia

¹⁰⁹ Fuente propia

Tabla 3.38 Cálculo de errores de entropía de líquido saturado y vapor saturado para el R-600¹¹⁰

Temperatura [K]	S _f Calculado [kJ/kg.K]	S _f Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual	S _g Calculado [kJ/kg.K]	S _g Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
200	0,0000	0,0000	0,00	2,2799	2,2799	0,00
250	0,5365	0,5365	0,00	2,1507	2,1507	0,00
300	0,9664	0,9665	0,01	2,1546	2,1547	0,00
350	1,3548	1,3548	0,00	2,2085	2,2086	0,00
400	1,7489	1,7488	0,00	2,2543	2,2543	0,00
423,95	2,1535	2,1313	1,04	2,1677	2,1313	1,71

Tabla 3.39 Cálculo de errores de volumen específico, entalpía y entropía para la zona de gas del R-600¹¹¹

Temperatura [K]	Presión [MPa]	v Calculado [m ³ /kg]	v Tabulado [m ³ /kg]	Error Porcentual	h Calculado [kJ/kg]	h Tabulado [kJ/kg]	Error Porcentual	s Calculado [kJ/kg.K]	s Tabulado [kJ/kg.K]	Error Porcentual
300	0,05	0,8456	0,8456	0,00	604,61	604,62	0,00	2,4116	2,4117	0,00
	0,2	0,2012	0,2012	0,02	597,64	597,65	0,00	2,1966	2,1966	0,00
380	0,05	1,0801	1,0800	0,01	755,88	755,89	0,00	2,8571	2,8571	0,00
	1	0,0462	0,0462	0,01	729,47	729,47	0,00	2,3781	2,3781	0,00
460	0,05	1,3117	1,3120	0,02	933,28	933,29	0,00	3,2798	3,2798	0,00
	10	0,0027	0,0027	0,04	701,90	701,91	0,00	2,1350	2,1351	0,00
500	0,05	1,4270	1,4270	0,00	1031,65	1031,65	0,00	3,4847	3,4848	0,00
	10	0,0038	0,0038	0,13	855,86	855,86	0,00	2,4559	2,4559	0,00
580	0,05	1,6571	1,6570	0,01	1246,90	1246,91	0,00	3,8835	3,8836	0,00
	1	0,0804	0,0804	0,00	1237,93	1237,93	0,00	3,4437	3,4438	0,00
	10	0,0062	0,0062	0,05	1142,23	1142,24	0,00	2,9880	2,9880	0,00

Como se observa desde la Tabla 3.35 hasta la Tabla 3.38, los porcentajes de error de las propiedades dentro de la campana para el refrigerante R-600 (butano), muestran valores menores al 1%, a excepción de las propiedades del punto crítico en donde el error máximo es del 4,90% correspondiente al volumen de vapor saturado. En tanto que en la zona de gas, la Tabla 3.39 muestra los errores correspondientes a cada una de las propiedades, las cuales no superan el 1%. Por lo que se concluye de manera general, que el cálculo de las propiedades termodinámicas para el refrigerante R-600 es satisfactorio, con un margen de error bastante bajo, lo que confirma la buena aproximación del programa desarrollado.

¹¹⁰ Fuente propia

¹¹¹ Fuente propia

CAPÍTULO 4

FUNCIONAMIENTO DEL SOFTWARE DESARROLLADO

En este capítulo se realiza una descripción del funcionamiento del software desarrollado "*Alternative Refrigerants in Air Conditioning 1.0*", el cual fue elaborado completamente a través del programa Visual Basic 6.0.

El software está conformado por varias pantallas enlazadas unas con otras mediante CommandButton y que permiten una utilización didáctica de tres tipos de refrigerantes R-22, R-290 (propano) y R-600 (butano).

Este software se ha desarrollado con la finalidad de complementar el análisis termodinámico efectuado en los Capítulos 2 y 3, y determinar la factibilidad de uso del propano (R-290) en lugar del refrigerante R-22 en un equipo aire acondicionado doméstico.

Básicamente el software proporciona las propiedades termodinámicas de los refrigerantes mencionados anteriormente y adicionalmente del butano (R-600). Además, se generan los ciclos de refrigeración ideales para el R-22 y el R-290 simulando el comportamiento ideal dentro del equipo de aire acondicionado. También el software permite una comparación entre el refrigerante original y el refrigerante sustituto, a través de los ciclos respectivos y del cálculo de los parámetros termodinámicos involucrados en este análisis.

4.1 OBJETIVOS DEL SOFTWARE

- 1) Calcular las propiedades termodinámicas de volumen específico, entalpía y entropía de los refrigerantes en estudio (R-22, R-290 y R-600).
- 2) Mostrar los diagramas Temperatura-Entropía y Presión-Entalpía de cada refrigerante en dos visualizaciones diferente. Además de obtener cualquiera de las propiedades termodinámicas en cualquier punto del diagrama.
- 3) Generar el ciclo ideal de refrigeración de los refrigerantes en estudio determinadas la temperatura de condensación y de evaporación.
- 4) Comparar parámetros termodinámicos de los ciclos ideales de refrigeración del refrigerante R-22 (original) y el propano (R-290), para determinar la factibilidad

de uso del propano (R-290) en lugar del refrigerante R-22 en un equipo de aire acondicionado doméstico.

4.2 ESQUEMA ESTRUCTURAL DEL SOFTWARE DESARROLLADO

El software muestra una estructura general esquematizada en la Figura 4.1.

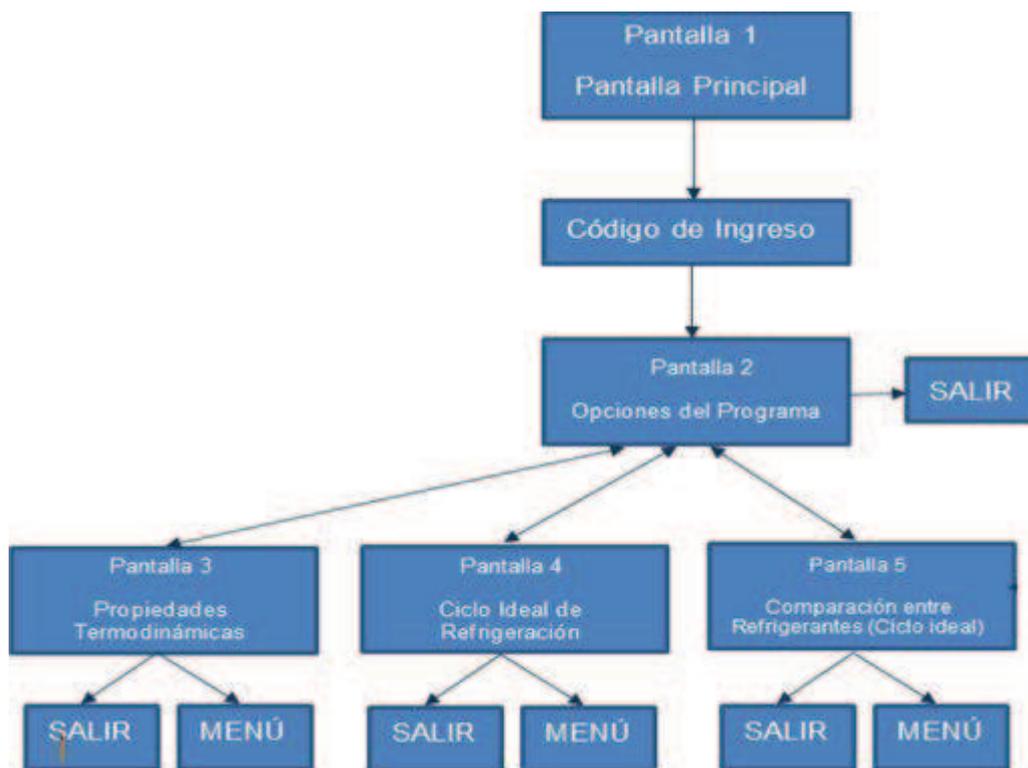


Figura 4.1 Esquema estructural del software desarrollado¹¹²

4.3 PANTALLAS DEL PROGRAMA

4.3.1 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

El software desarrollado consiste de un conjunto de 5 pantallas enlazadas una con otras de manera ordenada y secuencial, todas ellas elaboradas íntegramente en el programa Visual basic 6.0 y desarrolladas con el propósito de complementar un correcto análisis correspondiente al reemplazo del refrigerante R-22 por el propano y proporcionar conclusiones relevantes de esta sustitución en base al estudio de los diagramas termodinámicos, los ciclos de refrigeración y el cálculo de los parámetros fundamentales en cuestión.

¹¹² Fuente propia

Básicamente el software muestra las propiedades termodinámicas de cualquiera de las 3 sustancias disponibles (R-22, R-290 y R-600), teniendo como datos la temperatura o presión de saturación en la campana, y una temperatura y una presión determinadas para la zona de gas. El software también muestra los diagramas termodinámicos Temperatura vs Entropía y Presión vs Entalpía, en los cuales se encuentran almacenados los datos de todas las propiedades termodinámicas a través de una codificación en colores, que permite mostrar rápidamente en cuadros de texto, las propiedades correspondientes a cada uno de los píxeles del área del diagrama. Estos diagramas muestran también líneas de referencia en colores de todas las propiedades termodinámicas. De igual manera se pueden graficar los ciclos ideales de refrigeración para el R-22 y el R-290, en base a las temperaturas de condensación y evaporación establecidas.

Para el almacenamiento de los datos mediante la codificación en colores, se utiliza la teoría desarrollada en el numeral 1.5 (propiedades y relaciones termodinámicas de las sustancias) y la explicación detallada en el capítulo 3 (herramientas de programación). De igual manera se utiliza como referencia para la comparación entre los refrigerantes, el análisis efectuado en el numeral 2.5.

Los cálculos efectuados por el programa demoran aproximadamente 30 segundos, debido a la complejidad mostrada por las herramientas matemáticas y de programación empleadas.

4.3.2 PANTALLA INICIAL

En la pantalla principal se muestran los datos generales del programa "*Alternative Refrigerants in Air Aconditiong 1.0*", en donde se solicita una clave de ingreso para acceder a las opciones principales del programa, esta clave es "12345", Además existe un CommandButton con la opción para "Salir" en caso de que el usuario así lo requiera.

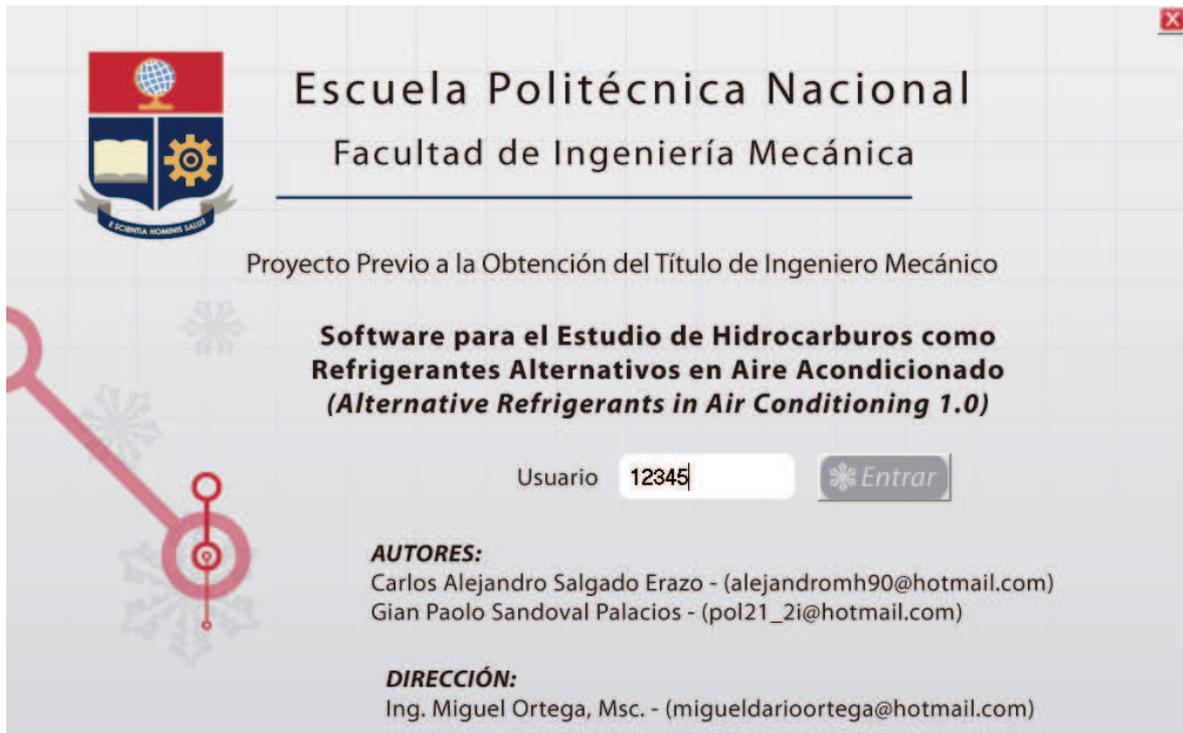


Figura 4.2 Pantalla inicial del Software desarrollado¹¹³

4.3.3 PANTALLA DE OPCIONES DEL PROGRAMA

La pantalla de opciones del programa mostrada en la Figura 4.3, constituye la interfaz de enlace hacia todas las pantallas con las funciones principales del programa. Esta pantalla muestra también el alcance del software detallado en 4 numerales, lo que facilita conocer el funcionamiento y la características del mismo. Esta pantalla también proporciona la opción “Salir”, si el usuario lo requiere.

¹¹³ Fuente propia

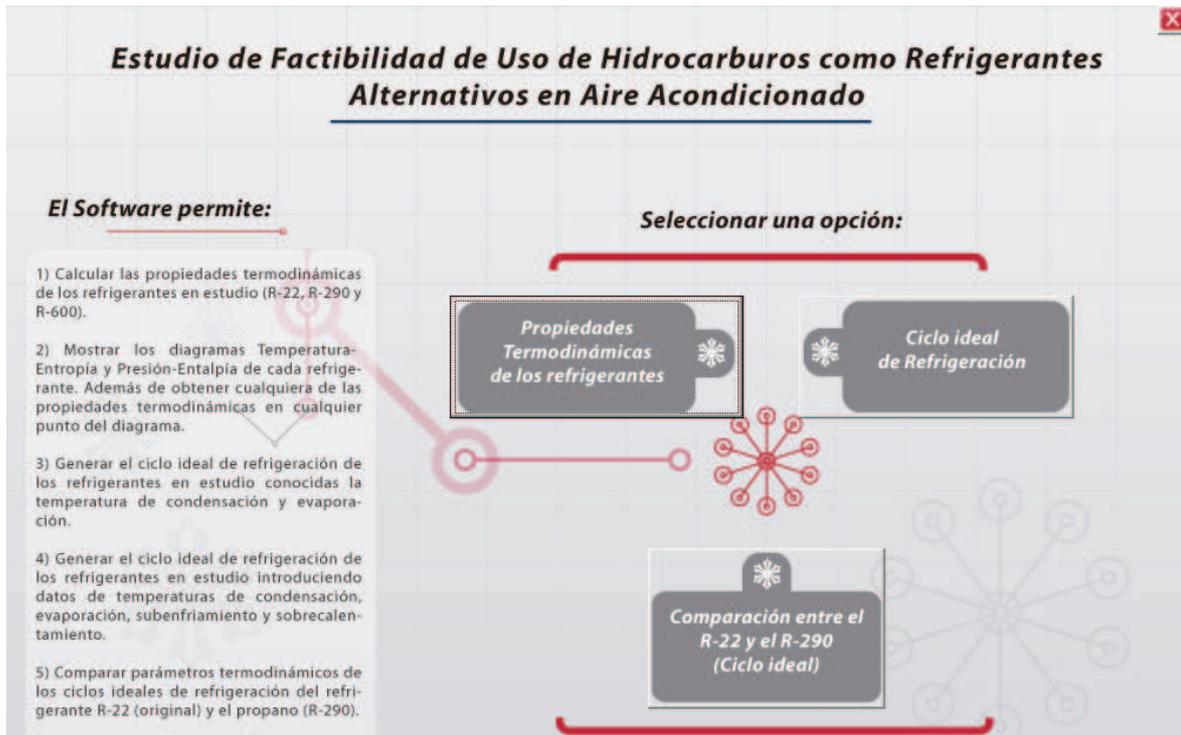


Figura 4.3 Pantalla de opciones del software desarrollado¹¹⁴

4.3.4 PANTALLA DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Esta pantalla está dividida en dos partes, la parte de la izquierda permite escoger el refrigerante mediante un ComboBox, y posteriormente calcular cualquier propiedad dentro y fuera de la campana. Si se desea obtener información dentro de la campana trabajamos en la parte de “Refrigerante Saturado”, en donde basta con introducir la temperatura o la presión de saturación para luego dar click en “Obtener” e inmediatamente se tienen todas las propiedades termodinámicas dentro de la campana. Si se desea trabajar en la zona de sobrecalentado, nos vamos a la opción de “Refrigerante Sobrecalentado”, donde es necesario ingresar temperatura y presión para obtener las propiedades termodinámicas.

En la parte de la derecha de la pantalla se puede escoger el diagrama T vs s o P vs h de cualquiera de los tres refrigerantes. Esta opción la escoge mediante un ComboBox, además a la derecha del gráfico disponemos de la información de las propiedades en cualquier punto del diagrama donde se posicione el puntero del mouse, esto se logra utilizando la propiedad MOUSEMOVE del elemento picture donde se coloca la imagen del diagrama. Es necesario explicar que la parte que

¹¹⁴ Fuente propia

calcula las propiedades y la parte que proporciona los diagramas son independientes, es decir que se podría estar calculando las propiedades de un refrigerante y estar visualizando los diagramas de otro.

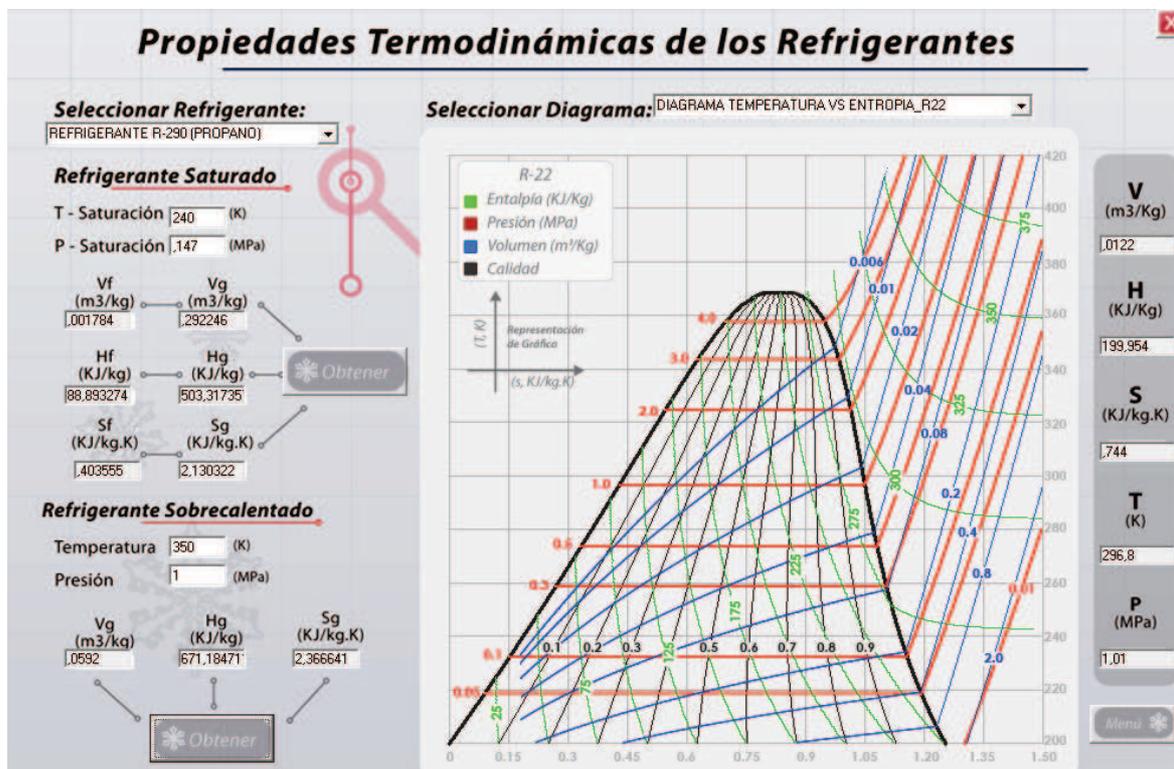


Figura 4.4 Pantalla de cálculo de propiedades termodinámicas¹¹⁵

4.3.5 PANTALLA DEL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN

Esta pantalla permite dibujar el ciclo ideal de refrigeración de cualquiera de los refrigerantes en estudio en cualquiera de los diagramas creados, es decir en los diagramas T vs s y P vs h en visualización total y ampliada. Para dibujar el ciclo de refrigeración es necesario ingresar temperatura de evaporación y de condensación. A partir de esos datos el programa se encarga de generar el ciclo en el diagrama que se haya seleccionado.

Además en esta pantalla puede visualizar en la parte inferior izquierda todos los parámetros necesarios para la comprensión del ciclo como calor absorbido, calor rechazado, COP, etc.

¹¹⁵ Fuente propia

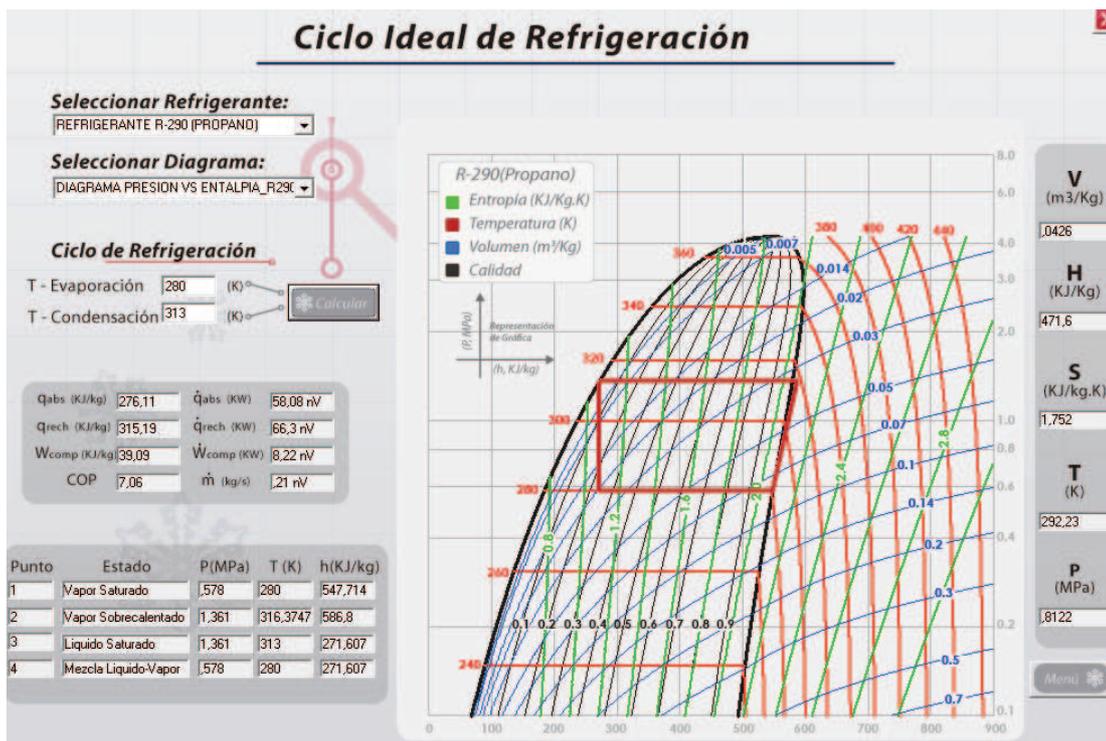


Figura 4.5 Pantalla del ciclo de refrigeración ideal¹¹⁶

4.3.6 PANTALLA DE COMPARACIÓN DE REFRIGERANTE R-22 Y PROPANO R-290

Esta pantalla permite dibujar los ciclos ideales de refrigeración del refrigerante R-22 y del propano R-290 al mismo tiempo. Los ciclos se dibujan sobre diagramas Presión vs Entalpía, y se pueden obtener tanto en visualización total como ampliada. Para dibujar los ciclos de refrigeración es necesario ingresar temperatura de evaporación y de condensación. A partir de esos datos el programa se encarga de generar el ciclo de cada refrigerante.

Además en esta pantalla al hacer click en el botón Mostrar se puede visualizar en un cuadro comparativo de los parámetros termodinámicos mas importantes resultado de los ciclos generados y en la parte inferior de cada diagrama la información de cada punto del ciclo.

¹¹⁶ Fuente propia

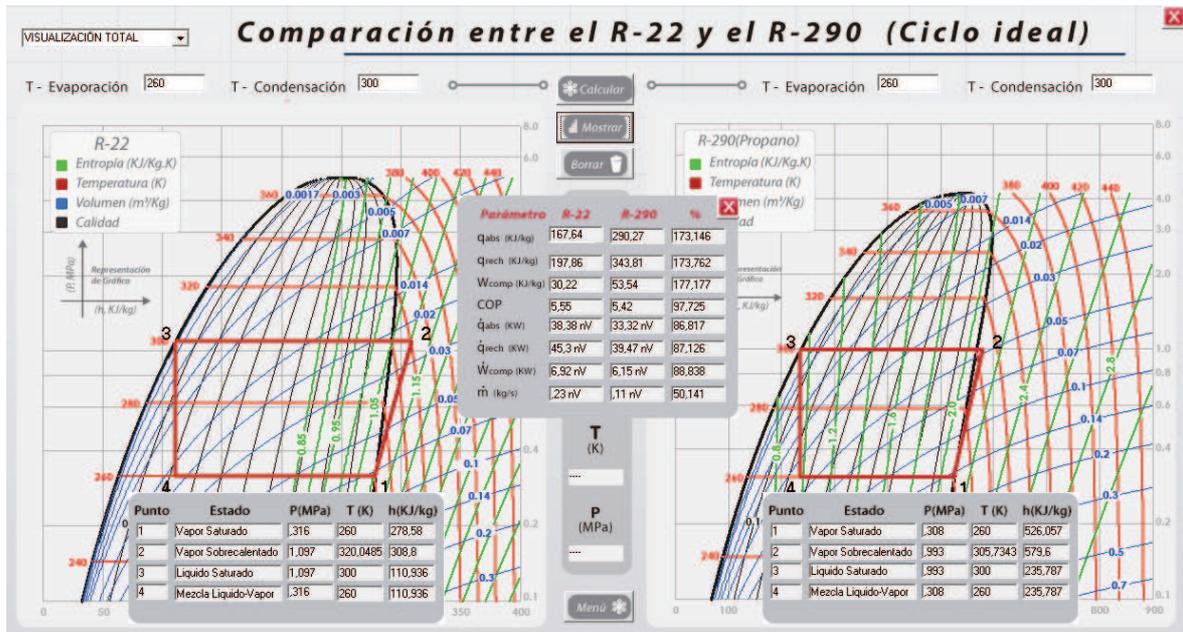


Figura 4. 6 Pantalla de Comparación de Refrigerantes¹¹⁷

En el Anexo # 4 se presenta el manual de usuario del programa desarrollado, donde se explica el funcionamiento de todas las pantallas y las condiciones de los datos a ingresar para que el programa funcione correctamente.

¹¹⁷ Fuente propia

CAPÍTULO 5

INSTALACIONES, COSTOS Y PRUEBAS EN EL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

El presente capítulo muestra el trabajo práctico realizado en el equipo de pruebas, detallando el proceso de instalación y adecuación, los costos derivados del trabajo anteriormente mencionado y las pruebas pertinentes para verificar el funcionamiento óptimo del equipo.

Para los fines de este proyecto se ha empleado básicamente un equipo de aire acondicionado doméstico tipo ventana, al cual se lo ha colocado en el Laboratorio de Termodinámica de la Facultad de Ingeniería Mecánica. Para lo cual se ha efectuado la instalación física adecuada en la habitación, que permita al equipo tener un adecuado intercambio de calor tanto con el ambiente interior como el exterior.

En lo referente al equipo, se han colocado los medidores necesarios de presión y temperatura que permitan obtener los datos suficientes para graficar los ciclos termodinámicos respectivos.

Se presenta además un análisis de los costos involucrados en este proyecto, referentes a la compra del equipo, la instalación física y la compra de los accesorios necesarios para efectuar las pruebas.

Finalmente, éste capítulo presenta las pruebas efectuadas en el equipo tanto con el refrigerante original (R-22) y el refrigerante sustituto (propano), referentes al funcionamiento en el lugar de instalación en periodos de tiempo similares y bajo condiciones climáticas similares del ambiente exterior.

5.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBAS

El equipo que se ha empleado para este proyecto, es un aire acondicionado doméstico tipo ventana marca LG (Figura 5.1) con una capacidad de refrigeración de 18000 [Btu/h], sus dimensiones son 660 x 428 x 770 [mm] y funciona con una toma de energía eléctrica de 220 [V] y 60 [Hz].



Figura 5.1 Equipo de pruebas de aire acondicionado¹¹⁸

Los datos de placa del equipo se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Datos de placa del equipo de aire acondicionado¹¹⁹

AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA MODELO W182CMTSNO	
REFRIGERACIÓN	
Capacidad	18000 [Btu/h]
Consumo	1850 [W]
Corriente	8,6 [A]
Fase	1 Ø
Voltaje	220 [V] ~
Frecuencia	60 [Hz]
Refrigerante	R-22 / 0,72 [kg]
Compresor	3466 [rpm], 25,8 [cm ³ /rev]

El equipo de pruebas está conformado básicamente por los siguientes elementos:

- Evaporador
- Separador
- Compresor
- Condensador
- Capilares
- Ventilador
- Control electrónico
- Cámara de salida del aire

¹¹⁸ Fuente propia

¹¹⁹ Fuente propia

5.1.1 EVAPORADOR

Este elemento se ubica en la parte delantera del equipo, es del tipo tubo y aletas, el cual está dividido en 2 secciones, una superior y otra inferior, las cuales se unen a la salida para dirigirse hacia el separador a través de una sola tubería de cobre.



Figura 5.2 Evaporador del equipo de pruebas¹²⁰

5.1.2 SEPARADOR

Básicamente lo que permite el separador es facilitar que la mezcla líquido-gas que sale del evaporador sea separada, de tal forma que al compresor llegue el refrigerante únicamente en estado gaseoso, esto debido a que la presencia de un refrigerante líquido en el compresor causaría daños severos en su funcionamiento.



Figura 5.3 Separador del equipo de pruebas¹²¹

5.1.3 COMPRESOR

Es el elemento que a través del trabajo que efectúa, permite que el refrigerante inicialmente como vapor saturado, se comprima y a través de un incremento en la

¹²⁰ Fuente propia

¹²¹ Fuente propia

presión y la temperatura llegue a sobrecalentarse en el ingreso al condensador. El compresor que utiliza el equipo es del tipo hermético – rotatorio, el cual contiene su respectiva cámara de lubricante, independiente del espacio que ocupa el gas refrigerante en este lugar.



Figura 5.4 Compresor del equipo de pruebas¹²²

5.1.4 CONDENSADOR

Permite el rechazo de calor con el medio exterior. Se encuentra en la parte posterior del equipo y de igual manera es del tipo tubo y aletas; adicionalmente este elemento también se encuentra dividido en dos partes superior e inferior y de las cuales salen dos capilares independientes para continuar el ciclo. El rechazo de calor hacia el ambiente exterior se hace factible mediante el uso de un ventilador que por convección hace que el aire se evacúe fuera del equipo.



Figura 5.5 Condensador del equipo de pruebas¹²³

5.1.5 CAPILARES

Este equipo presenta un par de capilares que salen de forma independiente del condensador y se dirigen hacia el evaporador. Al igual que los tubos de los cuales

¹²² Fuente propia

¹²³ Fuente propia

están elaborados el condensador y el evaporador, los capilares son de cobre pero de un diámetro mucho menor que permite de acuerdo a su longitud mantener el equilibrio respectivo entre las presiones alta y baja del sistema.

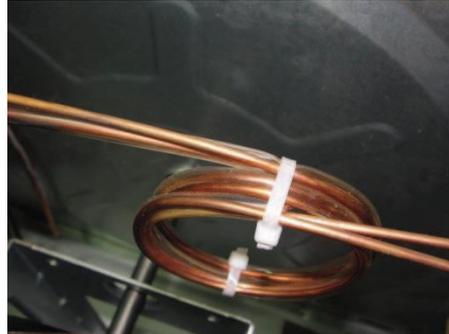


Figura 5.6 Capilares del equipo de pruebas¹²⁴

5.1.6 VENTILADOR

El ventilador lo que hace es permitir la salida del aire caliente hacia el exterior por convección. El giro del ventilador dependerá de cómo se encuentra efectuada la conexión eléctrica de las fases, la cual deberá corresponder a la establecida por el fabricante.



Figura 5.7 Ventilador del equipo de pruebas¹²⁵

5.1.7 CONTROL ELECTRÓNICO

El equipo presenta un control electrónico en la parte frontal que permite fijar la temperatura del aire del espacio a acondicionar, el modo de uso (ventilación, enfriamiento y deshumidificación), la velocidad del ventilador, el modo de autoapagado y la activación del deflector que permite la distribución adecuada del aire frío en el recinto. Adicionalmente, este control electrónico tiene un sensor de

¹²⁴ Fuente propia

¹²⁵ Fuente propia

temperatura en la parte delantera del evaporador y una conexión directa con el compresor, lo que hace que el encendido y apagado de este, se encuentre regulado por la temperatura que mida el sensor a cada instante.



Figura 5.8 Control electrónico del equipo de pruebas¹²⁶

5.1.8 CÁMARA DE SALIDA DEL AIRE

Se encuentra al lado derecho del evaporador, y es la que permite que el aire frío salga hacia el ambiente o espacio a acondicionar mediante el uso o no de un deflector que puede activado electrónicamente.



Figura 5.9 Cámara de salida del aire del equipo de pruebas¹²⁷

5.2 INSTALACIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBAS

5.2.1 DESCRIPCIÓN DEL LUGAR DE PRUEBAS

Para la realización de las pruebas pertinentes con el equipo de aire acondicionado, se ha escogido una de las oficinas del Laboratorio de Termodinámica por ser un lugar cerrado y de dimensiones suficientes para que

¹²⁶ Fuente propia

¹²⁷ Fuente propia

los cambios de temperatura generados por el aire acondicionado seas perceptibles. Esta oficina tiene un volumen aproximado de 125 m³, la cual posee una ventana superior en la cual se ha ubicado convenientemente el equipo, soportado por una base metálica construida por perfiles metálicos tipo ángulo y fijada a la pared por pernos.



Figura 5.10 Lugar de instalación del equipo de pruebas¹²⁸



Figura 5.11 Equipo de pruebas instalado¹²⁹

¹²⁸ Fuente propia

¹²⁹ Fuente propia



Figura 5.12 Estructura y protección metálica del equipo de pruebas¹³⁰

5.2.2 INSTALACIÓN DE LOS MEDIDORES EN EL EQUIPO

Inicialmente el equipo de aire acondicionado viene cargado con refrigerante R-22, al cual se lo evalúa termodinámicamente a través de la medición de propiedades como presión y temperatura, lo que permite estudiar el comportamiento del ciclo de refrigeración respectivo. Para este propósito se colocan en diferentes puntos del equipo medidores de presión y temperatura; para el caso de medir temperaturas se emplean termistores los cuales envían la señal respectiva a un medidor digital (TI-33Ri plus) y en el caso de las presiones, estas se miden mediante un par de manómetros, uno de color azul para medir la presión baja y uno rojo para la presión alta.

5.2.2.1 Instalación de los medidores de presión

Los medidores de presión utilizados para las pruebas en el equipo son manómetros, en este caso se han empleado uno para medir presión alta (color rojo) y otro para medir presión baja (color azul), ambos en escala de psi. La Figura 5.13 muestra los puntos de medición de presión en el equipo. La presión baja medida en la tubería que conecta la salida del evaporador con la entrada al separador y la presión alta medida en la tubería que conecta la salida del compresor con la entrada al condensador.

¹³⁰ Fuente propia

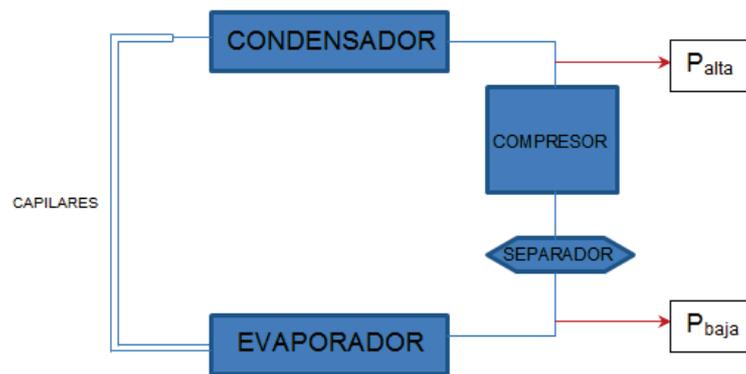


Figura 5.13 Diagrama del equipo indicando los puntos de medición de presiones¹³¹

Inicialmente, es necesario instalar en la salida del evaporador y en la salida del compresor válvulas pincha tubos (Figura 5.14), a las cuales se les adapta los manómetros de baja y alta respectivamente (Figura 5.15), con la finalidad de determinar las condiciones de presión iniciales en el equipo. La ventaja de utilizar válvulas pincha tubos es que permiten prescindir de soldaduras en la colocación de los manómetros y es una solución fácil que permite efectuar las mediciones de presión iniciales sin que existan fugas del refrigerante, siempre y cuando haya el sellamiento adecuado de los empaques de estas válvulas. De igual manera la utilización de este tipo de válvulas ayuda a efectuar el proceso de recuperación del refrigerante original (R-22).



Figura 5.14 Válvula pincha tubos¹³²

¹³¹ Fuente propia

¹³² http://www.divenemca.com/producto.php?cat=HE&_pagi_pg=3#inicio



Figura 5.15 Manómetros de presión baja (azul) y presión alta (rojo)¹³³

En el proceso de recuperación inicialmente se colocan, en los puntos de presiones alta y baja, las mangueras respectivas que permiten la conexión con la recuperadora (Figura 5.16), que no es nada más que una bomba de vacío que ayuda a retirar el refrigerante en estado gaseoso del equipo y lo almacena en un tanque (Figura 5.17), al cual se le mide su masa inicial y final mediante la utilización de una balanza digital (Figura 5.18), para conocer la cantidad de refrigerante retirado del equipo, valor que debe coincidir con los datos de placa del equipo (aproximadamente 0.72 kg). La recuperación del refrigerante se lo hace con el equipo apagado y verificando que las presiones lleguen al valor de cero.



Figura 5.16 Recuperadora de refrigerante¹³⁴

¹³³ Fuente propia

¹³⁴ Fuente propia



Figura 5.17 Tanque de almacenamiento de refrigerante recuperado (R-22)¹³⁵



Figura 5.18 Balanza digital¹³⁶

Una vez que se ha efectuado el proceso de recuperación del refrigerante, resulta importante que se efectúe la soldadura de las tuberías de cobre necesarias que conecten los puntos de presión alta y baja con los manómetros respectivos. Como el objetivo es efectuar un gran número de pruebas en un largo período de tiempo, es necesario que en sustitución de las válvulas pincha tubos (utilizadas inicialmente), se realice esta instalación mediante soldadura oxiacetilénica (Figura 5.19), que es la más conveniente para el caso de las tuberías de cobre. Para efectuar esta soldadura es importante que se empleen los tanques de acetileno y oxígeno (Figura 5.20) con las presiones adecuadas, que permitan la combustión debida utilizando como material de aporte varilla de plata al 15% y protegiendo el lugar que se está soldando con material refractario.

¹³⁵ Fuente propia

¹³⁶ Fuente propia



Figura 5.19 Proceso de soldadura oxiacetilénica¹³⁷



Figura 5.20 Tanques de acetileno (izquierda) y oxígeno (derecha) empleados en la soldadura¹³⁸

A continuación, se efectúa el barrido de nitrógeno en el equipo que garantiza que las partículas residuales de refrigerante R-22 que quedaron en el proceso de recuperación, se agrupan y sean evacuadas de las tuberías mediante la utilización de una bomba de vacío, con la utilización de un vacuómetro (Figura 5.21) el cual debe llegar a marcar un valor aproximado 540 micrones, (Figura 5.22).

¹³⁷ Fuente propia

¹³⁸ Fuente propia



Figura 5.21 Vacuómetro digital¹³⁹



Figura 5.22 Bomba de vacío¹⁴⁰

Efectuada la instalación de los manómetros, es importante volver a cargar la misma cantidad de refrigerante que se retiró del equipo. Para este propósito, se debe repetir el proceso efectuado para el caso de la recuperación inicial del R-22, que se hizo con la finalidad de soldar las tuberías respectivas, para después cargar la masa necesaria de R-290, que constituye aproximadamente el 47% de la masa empleada de R-22, es decir, 0.8 lb. Una vez cargado el refrigerante, debe verificarse que no existan fugas en las uniones soldadas que se realizaron con anterioridad, mediante el empleo de agua jabonosa, indicador básico que facilita el proceso complementando este proceso con el olfato y la inspección visual.

Las figuras Figura 5.23 a Figura 5.25 muestran las soldaduras de los puntos donde se miden las presiones en el sistema y los manómetros instalados.

¹³⁹ Fuente propia

¹⁴⁰ Fuente propia



Figura 5.23 Instalación y soldadura para la medición de presión baja en el equipo de pruebas¹⁴¹



Figura 5.24 Instalación y soldadura para la medición de presión alta en el equipo de pruebas¹⁴²



Figura 5.25 Instalación de manómetros (azul: P_{baja} , rojo: P_{alta}) en el equipo de pruebas¹⁴³

5.2.2.2 Instalación de los medidores de temperatura

Los medidores de temperatura utilizados en el equipo de pruebas, son termistores (Figura 5.26) los cuales se han ubicado de tal forma que el contacto con la tubería sea directo, y el valor que marque el medidor digital (Figura 5.27) sea el más real posible.

¹⁴¹ Fuente propia

¹⁴² Fuente propia

¹⁴³ Fuente propia

Se han tomado los valores de temperatura en 6 puntos diferentes, con el objetivo de construir el ciclo de refrigeración respectivo. La Figura 5.28 muestra los puntos de medición en el equipo.

- T1: Temperatura de ingreso al separador
- T2: Temperatura de salida del compresor
- T3: Temperatura de salida del condensador
- T4: Temperatura de salida del primer capilar
- T4': Temperatura de salida del segundo capilar
- T5: Temperatura de ingreso al compresor



Figura 5.26 Instalación de termistores en el equipo de pruebas¹⁴⁴



Figura 5.27 Medidor electrónico de temperatura TI-33Ri plus¹⁴⁵

¹⁴⁴ Fuente propia

¹⁴⁵ Fuente propia

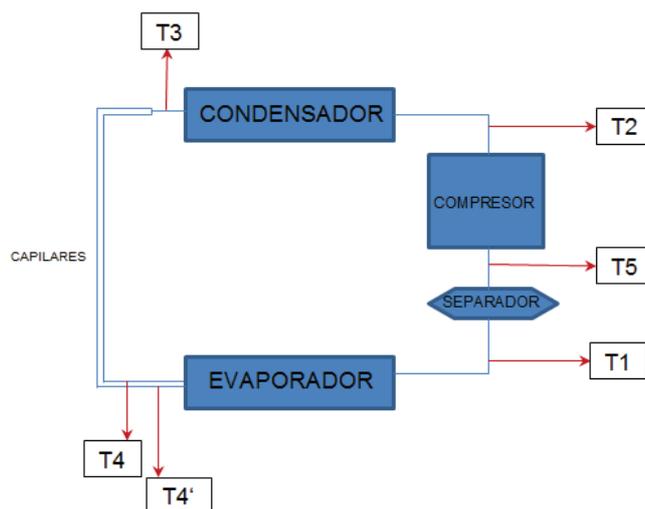


Figura 5.28 Diagrama del equipo indicando los puntos de medición de temperaturas¹⁴⁶

5.3 COSTOS DEL PROYECTO

Para la realización de este proyecto se contó con el apoyo de la Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI), institución que facilitó el financiamiento del equipo de aire acondicionado empleado para las pruebas de factibilidad de cambio de refrigerante, así como también del Servicio Ecuatoriano de Capacitación Profesional (SECAP), institución que facilitó sus instalaciones y la mano de obra para las adecuaciones adicionales en el equipo y el cambio de refrigerante. Por otro lado, los costos referentes a los accesorios utilizados en el equipo de pruebas, fueron cubiertos por recursos propios.

La Tabla 5.2 muestra el detalle de los costos tanto del equipo, accesorios y mano de obra.

¹⁴⁶ Fuente propia

Tabla 5.2 Detalle de costos generados por el proyecto¹⁴⁷

Descripción/Artículo	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VENTANA. MARCA: LG. CAPACIDAD: 18000 BTU/h. SERVICIO ELÉCTRICO: 220V, 1HP, 60Hz.	1	535,00	535,00
TERMÓMETRO DIGITAL RECTÁNGULO TI-33Ri plus	2	69,50	139,00
MANÓMETRO DE CARGA R-12/22/502, ALTA Y BAJA	1	35,00	35,00
VÁLVULA PINCHA TUBO (1/4" - 5/16" - 3/8")	2	4,00	8,00
CINTA ADHESIVA RUBATEX 2" X 1/8" X 30'	1	8,00	8,00
PERFIL ÁNGULO 3/2" X 1/8" X 6,05 m	1	23,50	23,50
ELECTRODOS E60-11	1 kg	10,20	10,20
VIDRIO (4mm) 60 X 120 mm	2	8,50	17,00
TACO FISCHER 1/4"	6	0,25	1,50
TIRA FONDO 1/4"	6	0,50	3,00
BROCA PARA CONCRETO 3/8"	1	3,50	3,50
VARILLA DE PLATA 5%	3	3,40	10,20
TUBERÍA DE COBRE 1/4" X 1'	10'	0,75	7,50
TUERCA BRONCE REFORZADA 1/4"	4	0,60	2,40
MANO DE OBRA INSTALACIÓN DE ACCESORIOS Y CAMBIO DE REFRIGERANTE	1	150,00	150,00
		SUBTOTAL:	953,80
		IVA (12%):	114,456
		TOTAL (\$):	1068,26

5.4 PRUEBAS CON EL REFRIGERANTE ORIGINAL (R-22)

Una vez que se ha instalado el equipo de aire acondicionado con la estructura metálica respectiva en el lugar designado para las pruebas, es importante verificar que el lugar esté lo más hermético posible, para lo cual se debe primeramente mantener cerrada la puerta de la oficina todo el tiempo y la ventana, además de procurar sellar o cubrir cualquier hendidura tanto del cielo falso como de la estructura de madera del recinto. Además deben colocarse en lugares visibles los medidores

¹⁴⁷ Fuente propia

de temperatura del equipo así como también los termómetros digitales que miden las temperaturas de los tres ambientes involucrados (exterior, oficina y laboratorio).

Para efectuar las pruebas pertinentes en el equipo, se debe tomar en cuenta que el período de tiempo de 11:00 a 14:00 representa un ambiente adecuado debido a que generalmente el ambiente exterior presenta la mayor cantidad de sol, situación que permite tener un comportamiento adecuado del equipo. Las pruebas se realizan por dos días consecutivos por alrededor de 3 horas cada día, debido a que se deben tener períodos iguales de pruebas y en ambientes parecidos para consecuentemente poder efectuar la comparación y análisis pertinentes.

Los parámetros que se miden son:

- Temperaturas de cada uno de los seis puntos en el equipo:
- Presiones alta y baja del sistema
- Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del ambiente exterior
- Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del ambiente interior (oficina)
- Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del laboratorio

El proceso de toma de datos es el siguiente:

- Se humedecen los bulbos de las tres termocuplas que miden las temperaturas de bulbo húmedo de los tres ambientes. Este procedimiento debe repetirse al menos cada 10 minutos, con el propósito tener valores correctos siempre y cuando los bulbos no mojen en exceso.
- Se conectan los termómetros digitales del equipo a la fuente de 110V y se conectan las termocuplas a los termómetros digitales respectivos.
- Las pruebas se inician tomando los valores de temperaturas (bulbo seco y bulbo húmedo) de los tres ambientes involucrados.
- Se miden las presiones alta y baja del sistema con el equipo apagado.
- Se enciende el equipo y se fija una temperatura a la cual se desea que llegue el ambiente interior, tomando en cuenta que debe estar activa la opción de enfriamiento y fijada la máxima velocidad del ventilador.
- Se toma el tiempo con el cronómetro a partir de que se enciende el equipo.

- Se toman los valores de temperatura de los 6 puntos del equipo todo el tiempo que se encuentra en funcionamiento. Se debe poner atención en tomar adecuadamente los datos justo cuando el compresor se enciende y se apaga, ya que es precisamente en esas condiciones donde se analiza el funcionamiento del mismo.
- De igual manera debe ponerse especial atención en medir los periodos de tiempo justo en el encendido y apagado del compresor y en esos instantes de tiempo registrar los valores de presión.
- Al terminar las pruebas en cada una de las jornadas de toma de datos, debe desconectarse el equipo y los termómetros digitales.

Los datos correspondientes a las pruebas con el refrigerante R-22 se detallan en el Anexo 3.

5.5 PRUEBAS CON EL REFRIGERANTE SUSTITUTO (R-290)

Para efectuar las pruebas con el refrigerante sustituto, que para nuestro propósito es el R-290, primeramente se debe efectuar la recuperación del refrigerante, el barrido de nitrógeno, el proceso de vacío y la carga respectiva, para lo cual debe tomarse en cuenta que la masa de refrigerante R-290 es de 0.8 lb, valor que se determina en base al estudio teórico efectuado en el numeral 2.5.4 en donde la masa de propano es el 48,14% de la masa del R-22. Para la carga del refrigerante también se debe tener presente el empleo de una válvula de tipo industrial que permita tener la presión suficiente para la carga del refrigerante y con un tanque de gas doméstico de GLP el cual deberá utilizarse en sentido vertical con la válvula hacia arriba para que la carga se efectúe únicamente como gas. Es necesario que se vaya revisando con una balanza digital la masa de refrigerante que va ingresando en el equipo, la misma que debe realizarse a presión baja y con el equipo apagado una parte, mientras que la masa que falte se realiza encendiendo el aire acondicionado.

Otra situación a tomarse en cuenta es que para hacer el cambio de R-22 a R-290 no es necesario cambiar el lubricante en el equipo debido a que el propano es compatible con un aceite mineral o uno polioléster que son lo de mayor frecuencia en este tipo de equipos. En otros casos debe tomarse muy en cuenta si es

necesario o no este cambio dependiendo de la compatibilidad del refrigerante utilizado y el lubricante. La Tabla 5.3 evidencia esta situación.

Tabla 5.3 Compatibilidad de aceites

Fluido	Aceite Mineral	Aceite Alquilato	Aceite Poliol Ester
R12	✓	✓	--
R134a	--	--	✓
R 290	✓	✓	✓
R600a	✓	✓	✓
R401A	--	✓	✓
R409A	✓	✓	--

Para la toma de datos con R-290 se sigue exactamente el mismo procedimiento que el empleado para el caso del refrigerante R-22, conservando los mismos períodos de medición y los horarios en los que se toma los datos, para posteriormente poder realizar la respectiva comparación en iguales condiciones de trabajo.

Los datos correspondientes a las pruebas con el refrigerante R-290 se detallan en el Anexo 3.

5.6 COMPARACIÓN ENTRE PRUEBAS CON CADA REFRIGERANTE Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como se pueden observar en el Anexo 4, los datos tomados de temperatura y presión corresponden al horario de 11h00 a 14h00 en todos los días de realización de las pruebas, esta situación permite que en lo posible se tengan temperaturas aproximadamente iguales para poder compararlas, es decir, que los deltas de temperatura entre cada uno de los tres ambientes con el refrigerante original (R-22) sean comparables entre un día de pruebas y el siguiente día, en referencia a los tomados con el refrigerante sustituto (R-290).

Con las consideraciones anteriormente realizadas, los parámetros que van a compararse entre uno y otro refrigerante son:

- Tiempos totales en los que el compresor permanece en funcionamiento (encendido) y en los que el compresor se encuentra inactivo (apagado) en un período de tiempo de análisis igual para ambos refrigerantes.
- Análisis ideal (en base a las presiones medidas) de las tasas de calor absorbido y rechazado, potencia del compresor y coeficiente de desempeño.
- Análisis real (en base a las presiones y temperaturas medidas en el equipo), de las tasas de calor absorbido y rechazado, potencia del compresor y coeficiente de desempeño.
- Costo de funcionamiento del equipo.
- Análisis de la potencia realizada por el equipo (calculada en base a los datos obtenidos del ciclo ideal), en comparación a la potencia nominal del equipo.
- Análisis de la pureza del propano cargado en el equipo a partir del GLP, en base a las temperaturas y presiones medidas en el equipo cuando este se encuentra en reposo.
- Análisis de una posible fuga de propano en el equipo en estado de reposo y sus consecuencias, tomando como referencia datos de funcionamiento de un calefón y una cocina industrial.

5.6.1 TIEMPOS DE APAGADO Y ENCENDIDO DEL COMPRESOR

El equipo de pruebas de aire acondicionado, para mantener la temperatura de seteo, es decir, la temperatura a la cual se desea que llegue el ambiente acondicionado, presenta un funcionamiento en el cual el compresor se encuentra trabajando cada ciertos intervalos para mantener la temperatura ambiental del espacio acondicionado. El compresor del equipo se activa cuando el sensor de temperatura colocado en la parte delantera del evaporador, envía un señal con el dato de que la temperatura del ambiente es mayor que la temperatura de seteo y se desactiva cuando el ambiente llegue nuevamente a tener una temperatura igual a la de seteo.

Es por eso que se han cronometrado los tiempos en los cuales el compresor ha permanecido apagado y en los cuales ha permanecido encendido dentro de un periodo de tiempo de análisis igual que en este caso ha sido tomado de 1 hora, situación que permite posteriormente analizar el costo de funcionamiento del equipo. A continuación, la Tabla 5.4 muestra el tiempos totales de funcionamiento

y de inactividad del compresor para el periodo de 1 hora en el caso de ambos refrigerantes (R-22 y R-290).

Tabla 5.4 Comparación de los tiempos de funcionamiento e inactividad del compresor para los refrigerantes R-22 y R-290 en el tiempo de 1 hora¹⁴⁸

Refrigerante	Tiempo Total de Análisis	Tiempo de funcionamiento del compresor	Tiempo de inactividad del compresor	Factor de funcionamiento
R-22	60 [min]	29 [min] 18 [s]	30 [min] 42 [s]	0,53
R-290	60 [min]	25 [min] 34 [s]	34 [min] 26 [s]	0,47

5.6.2 ANÁLISIS DEL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN EN BASE A LAS PRESIONES MEDIDAS PARA AMBOS REFRIGERANTES

Otra comparación que se efectúa entre el refrigerante R-22 y el propano (R-290) es precisamente la de los parámetros derivados del ciclo ideal de refrigeración (Figura 5.29), como calores absorbido y rechazado, trabajo del compresor, coeficiente de desempeño, tasas de calores absorbido y rechazado y potencia del compresor, valores que se determinan tomando como datos las presiones alta y baja medidas experimentalmente en el equipo de pruebas, las mismas que constituyen presiones manométricas a las que se les suma la presión atmosférica de Quito para obtener las presiones absolutas que son con las que se realizan los cálculos de las variables del ciclo.

A continuación, se detallan las presiones alta y baja medidas en el sistema, que se pueden considerar las mismas cuando el equipo trabaja con R-22 y con R-290. Estas presiones constituyen los valores promedio de los días de pruebas que presentaron condiciones ambientales similares.

$$P_{alta} = P_{man (alta)} + P_{atm (Quito)} = 240 [psig] + 10,5 [psi] = 250,5 [psia]$$

$$P_{alta} = 1,73 [MPa]$$

$$P_{baja} = P_{man (baja)} + P_{atm (Quito)} = 60 [psig] + 10,5 [psi] = 70,5 [psia]$$

$$P_{baja} = 0,49 [MPa]$$

¹⁴⁸ Fuente propia

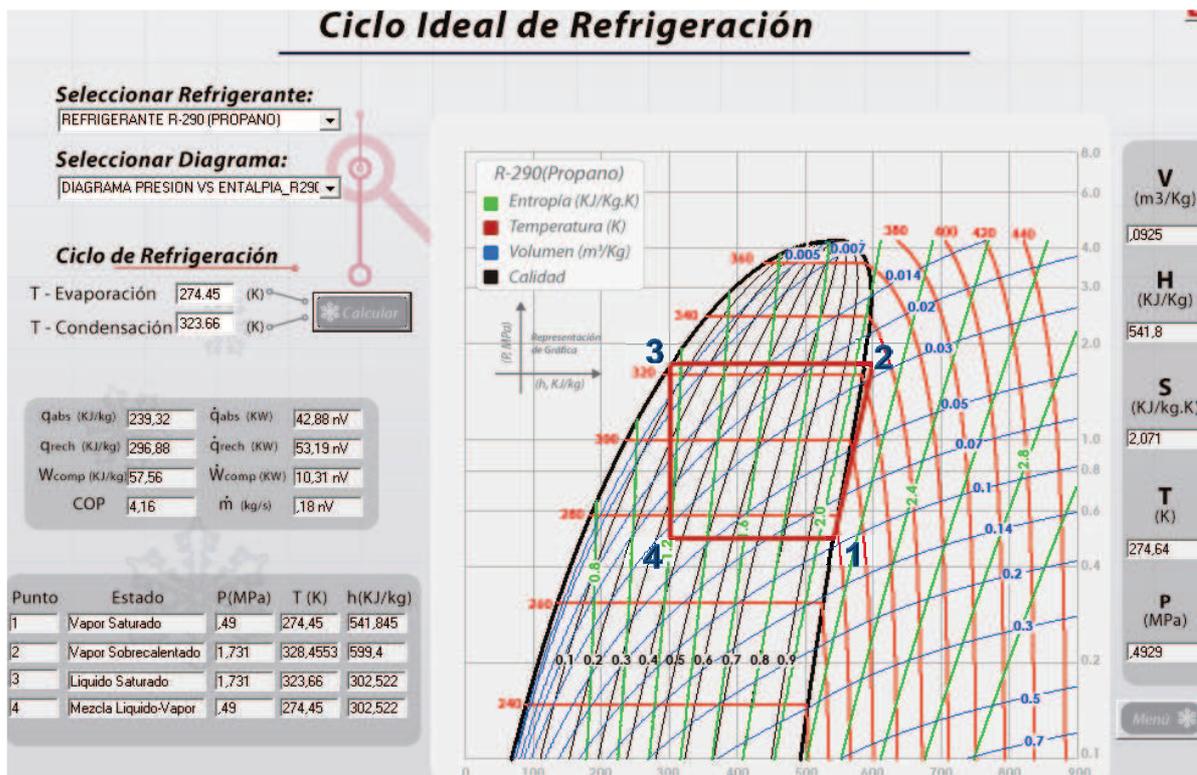


Figura 5.29 Diagrama P-h para el análisis del ciclo ideal de refrigeración en base a las presiones medidas¹⁴⁹

Las tablas Tabla 5.5 y Tabla 5.6 muestran un resumen con los valores de temperatura, entalpía, entropía y volumen en un ciclo ideal de refrigeración tanto para el R-22 como para el R-290 en base a las presiones medidas experimentalmente.

Tabla 5.5 Parámetros del ciclo ideal de refrigeración para el R-22¹⁵⁰

Punto	Estado	P [MPa]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	v [m ³ /kg]
1	Vapor Saturado	0,49	272,43	283,38	1,0833	0,0482
2	Vapor Sobrecalentado	1,73		315,00	1,0833	
3	Líquido Saturado	1,73		134,60	0,5175	0,0009
4	Mezcla Líquido-Vapor	0,49		134,60		

¹⁴⁹ Fuente propia

¹⁵⁰ Fuente propia

Tabla 5.6 Parámetros del ciclo ideal de refrigeración para el R-290¹⁵¹

Punto	Estado	P [MPa]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	v [m ³ /kg]
1	Vapor Saturado	0,49	274,17	541,54	2,0719	0,0938
2	Vapor Sobrecalentado	1,73		600,00	2,0719	
3	Líquido Saturado	1,73	323,55	302,20	1,1503	0,0022
4	Mezcla Líquido-Vapor	0,49		302,20		

La Tabla 5.7 presenta una comparación entre el R-22 y el R-290, donde se indican los parámetros calculados en base a las variables de la Tabla 5.5 y la Tabla 5.6.

Tabla 5.7 Comparación de los parámetros calculados para el R-22 y el R-290 en el ciclo ideal de refrigeración¹⁵²

Parámetro	R-22	R-290
ρ [kg/m ³]	20,75	10,66
COP	4,71	4,06
\dot{m} [kg/s]	0,35 nV	0,18 nV
\dot{q}_{abs} [kW]	52,07 nV	43,08 nV
\dot{q}_{rech} [kW]	63,14 nV	55,40 nV
\dot{w}_{comp} [kW]	11,06 nV	12,32 nV

Para el caso de los calores absorbido, rechazado y el trabajo del compresor se utilizan las ecuaciones 5.1, 5.2 y 5.3 que relaciona la diferencia de entalpías en el evaporador, condensador y compresor respectivamente.

$$q_{abs} = h_1 - h_4 \quad 5.1$$

$$q_{rech} = h_2 - h_3 \quad 5.2$$

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad 5.3$$

Para calcular el coeficiente de desempeño (COP) se emplea la ecuación 5.4 que relaciona el calor absorbido y el trabajo del compresor.

$$COP = \frac{q_{abs}}{w_{comp}} \quad 5.4$$

¹⁵¹ Fuente propia

¹⁵² Fuente propia

La densidad de cada refrigerante se calcula del inverso del volumen específico de vapor saturado a la presión baja de ingreso al compresor como lo expresa la ecuación 5.5.

$$\rho = \frac{1}{v_{g@Pbaja}} \quad 5.5$$

Para calcular el flujo másico se utiliza la ecuación 5.6, donde se realiza el producto de la densidad por las revoluciones por minuto del compresor y por el volumen de la cámara del compresor y dividido por un factor para obtener un resultado en [kg/s].

$$\dot{m} = \frac{\rho \eta V}{60} \quad 5.6$$

Las ecuaciones 5.7, 5.8 y 5.9 permiten el cálculo de las tasas de calores absorbido y rechazado y la potencia del compresor, mediante el producto del flujo másico por los calores absorbido y rechazado y el trabajo del compresor respectivamente.

$$\dot{q}_{abs} = \dot{m} \times q_{abs} \quad 5.7$$

$$\dot{q}_{rech} = \dot{m} \times q_{rech} \quad 5.8$$

$$\dot{w}_{comp} = \dot{m} \times w_{comp} \quad 5.9$$

5.6.3 ANÁLISIS DEL CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN EN BASE A LAS PRESIONES Y TEMPERATURAS MEDIDAS PARA AMBOS REFRIGERANTES

Para el análisis del ciclo real de refrigeración con el uso del refrigerante R-22 por un lado, y del propano por otro, se han tomado como datos las mismas presiones medidas experimentalmente en el equipo, es decir, de 0,49 (presión baja) y de 1,73 (presión alta), así como también las temperaturas medidas en seis puntos diferentes del sistema, como lo indica la Figura 5.28. Con estos datos se procede a ubicar los diferentes puntos para analizar la factibilidad de efectuar un diagrama T-s del ciclo real de refrigeración en el caso de ambos refrigerantes.

Para efectuar los diagramas T-s de cada refrigerante se hacen las siguientes suposiciones:

- El refrigerante ingresa al compresor como vapor sobrecalentado a la temperatura medida en la tubería de conexión entre el compresor y el separador.
- El refrigerante sale del compresor como vapor saturado a la temperatura de saturación de la presión alta.
- El refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la temperatura de saturación de la presión alta.
- El proceso en los capilares es isoentálpico desde la presión alta hasta la presión baja.

Bajo estas consideraciones se obtienen los siguientes resultados:

R-22:

$$\dot{q}_{abs} = 51,11 \eta V, \dot{q}_{rech} = 53,09 \eta V, \dot{w}_{comp} = 1,98 \eta V \text{ y } COP = 25,81$$

R-290:

$$\dot{q}_{abs} = 42,97 \eta V, \dot{q}_{rech} = 45,56 \eta V, \dot{w}_{comp} = 2,59 \eta V \text{ y } COP = 16,60$$

Los valores calculados de COP son totalmente diferentes en ambos casos, por lo que el análisis del ciclo real de refrigeración no resulta confiable, principalmente por los siguientes inconvenientes:

- El equipo de aire acondicionado trabaja en intervalos de encendido y apagado de aproximadamente 3 minutos, lo que quiere decir, que las temperaturas que se tomen en el estado estable no resultan ser muy confiables, ya que por un lado los equipos electrónicos de medición de temperaturas utilizados muestran un retraso de un segundo aproximadamente, y por otro lado, no se dispone del tiempo suficiente para tomar todas las temperaturas en el momento exacto en el que el equipo llega al estado estable.
- El punto donde se mide la temperatura de ingreso al compresor no resulta ser el más conveniente, debido a que por conducción el compresor transfiere calor a la tubería de succión y el medidor en realidad no muestra la temperatura a la que se encuentra el refrigerante en ese instante.

- De manera general los medidores de temperatura registran en un instante de tiempo, los valores de temperaturas de las tuberías más no de los diferentes estados del refrigerante en el equipo, debido a que la tubería y el refrigerante tienen muy poco tiempo para estabilizarse, situación que sería la ideal para medir las temperaturas.

5.6.4 COSTO DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

A continuación se calcula el costo de funcionamiento del equipo con la utilización de ambos refrigerantes. Para ello se emplea la ecuación 1.11, la cual está en función del coeficiente de desempeño (tomado a partir del ciclo ideal refrigeración), la capacidad nominal de refrigeración en [Ton de refrigeración], el costo de la energía eléctrica en [USD/kW-h] y el factor de uso que es una constante que está en el rango de 0 a 1. Los coeficientes de desempeño utilizados son los calculados en base a los datos reales. El factor de uso empleado para ambos casos es 0,125, suponiendo que el equipo funciona 6 horas al día en las horas de mayor temperatura y a una capacidad del 50%.

$$\theta = \frac{2532}{COP} \times K \times C \times F \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$\mathbf{R-22:} \quad \theta = \frac{2532}{4,71} \left[\frac{kW}{Ton} \right] \times 1,5 [Ton] \times 0,12 \left[\frac{USD}{kW-h} \right] \times 0,125 = 12,10 \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

$$\mathbf{R-290:} \quad \theta = \frac{2532}{4,06} \left[\frac{kW}{Ton} \right] \times 1,5 [Ton] \times 0,12 \left[\frac{USD}{kW-h} \right] \times 0,125 = 14,03 \left[\frac{USD}{mes} \right]$$

5.6.5 ANÁLISIS DE LA POTENCIA REALIZADA EN COMPARACIÓN A LA POTENCIA NOMINAL DEL EQUIPO

Para este análisis se utiliza por un lado los datos de placa del equipo expresados en la Tabla 5.1 y los resultados tomados del ciclo ideal para el R-22, los cuales son:

DATOS DE PLACA: Potencia nominal = 1850 [W]

RPM del compresor = 3466 [rev/min]

Volumen de la cámara de admisión = 25,8 [cm³/rev]

CICLO IDEAL CON R-22: Densidad a la entrada al compresor = 0,02075 [g/cm³]

De donde el trabajo por revolución del compresor en base a los datos de placa es:

$$w_{comp} = \frac{1850 [W]}{3466 \left[\frac{rev}{min} \right]} \times \frac{1 \left[\frac{kJ}{s} \right]}{1 [W]} \times \frac{60 [s]}{1 [min]} = 32,03 \left[\frac{J}{rev} \right]$$

Por otro lado, se calcula la masa de R-22 por cada revolución del compresor:

$$\dot{m} = 25,8 \left[\frac{cm^3}{rev} \right] \times 0,02075 \left[\frac{g}{cm^3} \right] = 0,54 \left[\frac{g}{rev} \right]$$

Al dividir los resultados anteriores se obtiene un trabajo del compresor por unidad de masa de:

$$w'_{comp} = \frac{32,03 \left[\frac{J}{rev} \right]}{0,54 \left[\frac{g}{rev} \right]} = 59,31 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \text{ (límite del compresor)}$$

el cual constituye el límite de trabajo que puede efectuar el compresor, ya que se basa en los datos de placa del equipo, valor que comparado al trabajo ideal del compresor utilizando R-22 (**31,62 [kJ/kg]**), resulta ser aproximadamente un 87,6% mayor, lo que quiere decir que el equipo está trabajando bajo el límite nominal sin sobreesforzarse.

De manera complementaria conociendo que el trabajo ideal que realiza el compresor es de 31,62 [kJ/kg], se determina que la potencia es:

$$\dot{W} = 31,62 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \times 0,54 \left[\frac{g}{rev} \right] \times \frac{1 [kg]}{1000 [g]} \times 3466 \left[\frac{rev}{min} \right] \times \frac{1 [min]}{60 [s]} = 0,99 \left[\frac{kJ}{s} \right] = 990 [W]$$

valor de potencia que en comparación a la potencia nominal mostrada en los datos de placa (**1850 [W]**), resulta ser aproximadamente un 86,9% menor, lo que coincide con el cálculo anteriormente realizado.

5.6.6 ANÁLISIS DE LA PUREZA DEL PROPANO CARGADO EN EL EQUIPO CUANDO SE ENCUENTRA EN ESTADO DE REPOSO

Con la finalidad de determinar la pureza del propano que se encuentra cargado en el equipo de aire acondicionado, se ha tomado la medida tanto de las temperaturas de los diferentes puntos del equipo, así como también las presiones

alta y baja, valores tomados en estado de reposo del equipo. En el caso de las temperaturas, realizando un promedio entre ellas, se obtiene un valor aproximado de 16 [°C], y en cuanto a las presiones se establece que se encuentran equilibradas en 125 [psig], es decir, a una presión absoluta de 0,93 [MPa], a la que corresponde una temperatura de saturación de 24 [°C], valor que no coincide con la temperatura medida, por lo que se puede decir que el propano no es de alta pureza, pero a pesar de ello el equipo trabaja satisfactoriamente.

5.6.7 ANÁLISIS DE UNA POSIBLE FUGA DE PROPANO EN EL EQUIPO EN ESTADO DE REPOSO Y SUS CONSECUENCIAS

A continuación se realiza un análisis de lo que sería una posible fuga en el equipo de aire acondicionado cargado con GLP en el caso de que el equipo estuviera en estado de reposo.

Se asume que la masa de 0,8 [lb] contenida en el equipo se escaparía en el lapso de una semana. Para tal situación se tiene un flujo másico de:

$$\dot{m} = \frac{m_{R-290}}{t} = \frac{0,8 [lb]}{1[semana]} \times \frac{1[kg]}{2,2[lb]} \times \frac{1[semana]}{168[h]} = 2,16 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Para los casos particulares de una hornilla de una cocina industrial y de un calefón, los flujos másicos se calculan mediante la ecuación 5.10.

$$\dot{m} = \frac{\text{Potencia nominal} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{\text{Poder calorífico del GLP} \left[\frac{kcal}{kg} \right]} \quad 5.10$$

De donde:

$$\dot{m}_{cocina} = \frac{12000 \left[\frac{kcal}{h} \right]}{11900 \left[\frac{kcal}{kg} \right]} = 1,008 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\dot{m}_{calefón} = \frac{10000 \left[\frac{kcal}{h} \right]}{11900 \left[\frac{kcal}{kg} \right]} = 0,84 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Entonces, se observa que el flujo másico de una fuga en el equipo con las características anteriormente descritas es de $2,16 \times 10^{-3}$ [kg/h] lo que en

comparación a los flujos máscicos de una cocina industrial (1,008 [kg/h]) o de un calefón (0,84 [kg/h]), resulta ser un un 74,3% y un 78,6% menores respectivamente.

5.7 ANÁLISIS DE RESULTADOS

- Como se puede observar en el numeral 5.6.1, el compresor del equipo de pruebas presenta un factor de funcionamiento del R-22 bastante parecido al del R-290, lo que quiere decir que el equipo tendrá un comportamiento parecido siempre y cuando las condiciones ambientales en las pruebas realizadas sean parecidas.
- En el caso del análisis del ciclo ideal (numeral 5.6.2), se observa que el equipo al usar R-22 muestra valores de las tasas de calores absorbido y rechazado son mayores que en el caso de usar R-290, lo que quiere decir que el R-22 así como absorbe más calor del medio a acondicionar, así también rechaza más calor al exterior con una potencia similar al del R-290.
- En el análisis real realizado en el numeral 5.6.3, en base a las temperaturas y presiones reales medidas experimentalmente en el equipo, se determina que no es confiable este análisis debido a que los valores del coeficiente de desempeño son bastante diferentes, situación que se debe a los inconvenientes que se tuvieron al momento de tomar los datos de temperaturas principalmente, en el cual el retardo de los medidores y la exactitud con la que trabaje el experimentador son muy determinantes.
- En cuanto al costo de energía analizado en el numeral 5.6.4, se observa que es ligeramente mayor el costo de energía mensual para el caso del R-290 que para el R-22, debido a que el coeficiente de desempeño (COP) es mayor para el R-22 y manteniendo constantes para los dos casos los valores referentes a la capacidad nominal del equipo, el costo del [kW-h] y el factor de uso.
- Al calcular la potencia con la que trabaja el equipo con R-22 (990 [W]), resulta ser un 86,9% menor que la potencia nominal del equipo (1850 [W]), lo que quiere decir que las condiciones de trabajo no exceden el límite de su capacidad.
- La temperatura medida promedio medida en los diferentes puntos del equipo en reposo, resulta ser menor que la tempertura de saturación de la presión

promedio en el equipo, por lo que se establece que la mezcla empleada como fluido de trabajo no presenta un alto porcentaje de propano, sin embargo el funcionamiento es satisfactorio.

- Ante la posibilidad de una fuga de GLP en el equipo, se ha determinado que en el transcurso de una semana, la masa de 0,8 [lb] contenida en el sistema, podría haberse fugado totalmente, con un flujo másico de $2,16 \times 10^{-3}$ [kg/h], el mismo que comparado al flujo másico de una hornilla de una cocina industrial 1,008 [kg/h] o de un calefón 0,84 [kg/h], resulta mucho menor, por lo que se puede establecer que no representa un peligro en el recinto en el que se encuentre instalado el equipo.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Al emplear propano (R-290) en un equipo de aire acondicionado doméstico tipo ventana, se obtiene un coeficiente de desempeño (COP) de 4,06 que es bastante similar al del refrigerante R-22 (4,71), lo que le convierte al propano en un sustituto óptimo del R-22.
- Es factible utilizar el gas licuado de petróleo extrayendo de su fase gaseosa el propano como refrigerante, en un equipo de aire acondicionado doméstico tipo ventana en reemplazo del refrigerante R-22, sin necesidad de realizar ningún cambio en los diferentes elementos del equipo.
- La sustancia de trabajo que reemplazó al R-22 como refrigerante, no tiene alta pureza de propano (puede presentar otros gases), sin embargo trabaja satisfactoriamente como refrigerante. A corto plazo, el funcionamiento es adecuado, tomando en cuenta que puede verse disminuido en un largo plazo debido a la posible presencia de otras sustancias que reduzcan el porcentaje de propano en la mezcla.
- El parámetro de inflamabilidad en el equipo al utilizar gas licuado de petróleo se ve reducido a un riesgo mínimo al efectuar buenas prácticas de refrigeración tales como una buena soldadura, el adecuado barrido de nitrógeno y el proceso de vacío necesario mediante la utilización de los equipos apropiados y correctamente calibrados para esta operación, lo que garantiza a la final que no se presenten fugas de refrigerante en el sistema.
- El riesgo de asfixia por la inhalación de este gas es mínimo debido a que la cantidad de GLP que se utiliza (0,8 [lb]) apenas tendría un flujo másico de $2,16 \times 10^{-3}$ [kg/h] que resulta bastante menor a los flujos másicos de elementos de mayor peligro como una cocina industrial o un calefón. Adicionalmente se conoce que únicamente el evaporador se instala dentro del sitio acondicionado y el resto del equipo hacia el ambiente exterior. En el caso de

existir fugas con el equipo en funcionamiento estas se verán evacuadas por el movimiento del ventilador ubicado dentro del equipo.

- La masa de propano (R-290) que el equipo de aire acondicionado necesita para un funcionamiento adecuado es aproximadamente el 48% de la masa del refrigerante R-22 que originalmente viene cargado en el sistema.
- El uso del propano (R-290) como refrigerante presenta un costo ligeramente mayor en comparación al R-22. El costo de trabajar con propano es un 14,2% mayor, debido a que el coeficiente de desempeño es menor para el propano que para el R-22.
- La presencia de elementos adicionales en un equipo de aire acondicionado como es el caso del separador o del acumulador, hacen que el refrigerante gane calor al paso por estos elementos, en otras palabras, son dispositivos que funcionan como intercambiadores de calor en el sistema. En el caso del separador por ejemplo, experimentalmente se demostró que el refrigerante tuvo un incremento de temperatura de 8 [°C], es decir, llegaba al compresor con un cierto grado de sobrecalentamiento (vapor sobrecalentado).

6.2 RECOMENDACIONES

- Al efectuar el cambio de refrigerante en un equipo de aire acondicionado se debe realizar el proceso de recuperación y posteriormente el almacenaje o destrucción del refrigerante R-22 por su contribución negativa en la destrucción de la capa de ozono y la generación de efecto invernadero. El SECAP cuenta con el equipo necesario para realizar este proceso.
- Es recomendable efectuar la cromatografía del gas licuado de petróleo contenido en tanque de uso doméstico, del tal forma que se conozca el porcentaje exacto de propano existente y establecer si es factible o no utilizar dicho tanque de GLP en aplicaciones de aire acondicionado.
- Se recomienda efectuar las pruebas tanto con el refrigerante original (R-22) como con el refrigerante sustituto (R-290), como mínimo por 3 días consecutivos en cada caso para poder analizar el comportamiento a diferentes condiciones climáticas.
- Realizar un estudio de factibilidad del establecimiento de una planta prototipo enfocada a la fabricación de refrigerantes de origen natural como es el caso de los hidrocarburos.
- Proponer como estudio posterior a este proyecto, la conversión del equipo de aire acondicionado a bomba de calor que sería de mayor utilidad por las condiciones climáticas de la ciudad.
- Para la realización de prácticas en el Laboratorio de Termodinámica, se pueden adecuar en el equipo instrumentos de medición adicionales que permitan un estudio más a profundidad del propano como refrigerante.
- Es recomendable realizar un mantenimiento preventivo de elementos como el condensador y evaporador en el equipo, ya que son los de mayor exposición a los ambientes exterior e interior respectivamente. La frecuencia adecuada sería cada 6 meses con el objetivo de garantizar un correcto funcionamiento y una larga vida útil.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1]. ALARCÓN, José; Tratado Práctico de Refrigeración Automática; 9ª Edición; Marambo Editores; Barcelona; 1981
- [2]. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers; Fundamentals Handbook; Ashrae; Atlanta; 2009.
- [3]. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers; Refrigeration Handbook; Ashrae; Atlanta; 1998.
- [4]. CENGEL, Yunus; Termodinámica; 5ª Edición; McGraw-Hill; México D. F.; 2006.
- [5]. CENGEL, Yunus; Transferencia de Calor; McGraw-Hill; México D. F.; 2004.
- [6]. DOSSAT, Roy; Principios de Refrigeración; Cecsa; México D. F.; 1998.
- [7]. FERNÁNDEZ, Pedro; "Refrigeración y Calefacción"; 2003.
- [8]. REID, Robert; Propiedades de los gases y líquidos; 2ª Edición; Uteha; México D.F.; 1968.
- [9]. REID, R; PRAUSNITZ, J; SHERWOOD, T; The properties of gases and liquids; 3ª Edición; McGraw-Hill; USA; 1977.
- [10]. REYNOLDS; Thermodynamics Properties in SI; Stanford University; California - USA; 1979.
- [11]. STOECKER, W. F.; Refrigeración y acondicionamiento de aire; McGraw-Hill; 1965.
- [12]. TOULOUKIAN, Y; SAXENA, S; HERTERMANS, P; Thermophysical properties of matter; The TPRC Data Series; Volumen 11 – Viscosity; New York; 1975.
- [13]. <http://alan-refrigeracion.blogspot.com/2009/11/que-es-y-tipos-de-evaporadores.html>
- [14]. <http://www.alisandesinfecciones.com/contenido.php?lang=es&seccion=5&familia=5&servicio=10>
- [15]. http://www.coolmangroup.com/coolman_catalog_list.php
- [16]. <http://www.directindustry.es/prod/itt-standard/condensadores-de-coraza-y-tubos-25340-236587.html>
- [17]. http://www.emersonclimatemexico.com/literatura_mt.html

- [18]. <http://es.scribd.com/doc/15228636/Manual-de-Aplicacion-de-Compresores-Embraco-Refrigeracion-BUENO.html>
- [19]. <http://losmejorestecnicosjunior.blogspot.com/2010/11/analisis-de-irregularidades-en-los.html>
- [20]. <http://news.nauticexpo.es/press/vitrifrigo/new-wmc005c001-5000-btu-h-self-contained-ac-unit-23493-194565.html>
- [21]. <http://raa-juarez-oceguera-jovany.blogspot.com/2010/10/compresor-centrifugo.html>
- [22]. <http://www.tecumseh.com.br>
- [23]. <http://spanish.alibaba.com/products/tube-on-plate-evaporator.html>
- [24]. <http://www.mty.itesm.mx/dmti/materias/ma2008/lecturas/ma2008-09a.pdf>
- [25]. MOSQUERA, Alecksey; Construcción de un sistema de refrigeración doméstica utilizando propano; EPN; Quito; 1995.
- [26]. VALLEJO, Evelyn; Recuperación y readecuación del equipo de refrigeración del laboratorio de Termodinámica de la Escuela Politécnica Nacional; EPN; Quito; 2011.