



UNIVERSITAT  
JAUME·I

Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

## TESIS DOCTORAL

*Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética.*

Programa de Doctorado en Tecnologías de Climatización  
y Eficiencia Energética en Edificios

*Tesis doctoral presentada por:*

**Juan Manuel Belman Flores**

*Dirigida por:*

**Dr. Joaquín Navarro Esbrí**

Castellón, España 2008



*Nunca consideres el estudio como un deber, sino una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber.*

A. Einstein



*A mis Padres por ser un ejemplo de superación*

*Ma. Antonia y Juan José*



# **Agradecimientos**

A mi Familia.

A mí querida esposa Lidia y mis adorables hijos Lili y Juanito por apoyarme durante esta aventura. Mi esfuerzo y dedicación es por Ustedes.

A mis hermanos Vladimir y Jonathan así como mis cuñadas por formar parte de un logro en mi vida profesional.

Aquellos familiares que me apoyaron de una u otra manera a lo largo de estos años, a mis abuelos, a Tíos y Tías mencionando de manera especial a mi Tío Manuel.

A mis compadres Lupe y Gabriel por su amistad y apoyo incondicional.





Presento mi más sincero agradecimiento a mi Director de tesis y amigo Dr. Joaquín Navarro Esbrí por haberme brindado la confianza y oportunidad de desarrollar un trabajo doctoral. Tú dedicación, aportación, entusiasmo y consejos han logrado llevar a término dicho trabajo doctoral. Te agradezco profundamente tu apoyo en este proceso.

También quiero mencionar un agradecimiento muy especial al Dr. Alberto Coronas por su gran apoyo en la concesión de la beca que hizo posible la terminación de esta tesis doctoral. Muchas gracias Alberto.

Al Dr. Gumersindo Verdú por su apoyo en la estancia corta para la continuidad del desarrollo de este trabajo doctoral.

Al respetable y honorable jurado por su constructivismo y evaluación de la tesis, así como su aportación en la formación de un mejor profesionista e investigador en un servidor.

A todas aquellas personas, amigos, compañeros que estuvieron implicadas en el entorno de este trabajo doctoral y que con su apoyo, consejos y amistad, empujaron a un servidor en lograr el objetivo.



# Resumen

El sistema de compresión de vapor es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío utilizándose en gran parte de aplicaciones en refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización. Este tipo de instalaciones suponen un alto porcentaje de consumo energético y pueden suponer un alto impacto económico y medioambiental. Así, ante la necesidad de un consumo racional de la energía, existe un creciente interés en mejorar la eficiencia energética en los sistemas de compresión de vapor, bien a través de la optimización en el diseño de componentes, o bien mediante una mejora en la operación del sistema. En cualquier caso, es conveniente disponer las instalaciones funcionando libres de anomalías y degradaciones con una operación energéticamente eficiente, y mantenimiento la calidad de las condiciones de producción.

Así, para mejorar el diseño y operación de los sistemas de producción de frío una herramienta muy útil la constituyen los modelos que caracterizan el comportamiento real de la instalación y que puedan simular condiciones de operación. Por tal motivo, en la presente tesis doctoral se propone y valida experimentalmente un modelo físico que a partir de entradas de fácil acceso en este tipo de instalaciones permite obtener una completa caracterización del comportamiento de una instalación usando el refrigerante R134a como fluido de trabajo. La investigación se desarrolla dentro del grupo ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos), en el cual se encuentra la instalación bajo estudio en este trabajo.

La validación experimental muestra para el modelo que los parámetros que representan el comportamiento general de la instalación presentan desviaciones que están por debajo del 10% de error relativo. Con esta confiabilidad que muestra el modelo, éste se aplica para analizar la influencia de las principales variables de operación (parámetros de entrada) sobre el coeficiente de funcionamiento de la instalación. Así, se propone un ejemplo de aplicación donde se consiguen

condiciones de operación que maximizan el coeficiente de funcionamiento bajo ciertas condiciones requeridas.

# Contenido

## Introducción

---

1.1	Justificación.....	1
1.2	Objetivos y alcance general de la tesis.....	6
1.3	Organización del documento.....	6

## Antecedentes

---

2.1	Introducción.....	9
2.2	Clasificación de modelos.....	10
2.2.1	Modelos físicos.....	11
2.2.1.1	Modelos estacionarios.....	11
2.2.1.2	Modelos dinámicos.....	13
2.2.2	Modelos empíricos o de caja negra.....	15
2.3	Fundamentos físicos generales de los componentes principales.....	17
2.3.1	Compresor.....	17
2.3.1.1	Análisis del proceso de compresión.....	20
2.3.2	Intercambiadores de calor.....	24
2.3.2.1	Coefficiente global de transferencia de calor.....	29
2.3.2.2	Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD).....	30
2.3.2.3	Método de eficiencia-NTU ( $\epsilon - NTU$ ).....	33
2.3.3	Dispositivo de expansión.....	36
2.4	Revisión de aportaciones (modelos físicos estáticos globales).....	39
2.4.1	<i>Air-to-air heat pumps</i> .....	41
2.4.2	<i>Analysis of vapour compression refrigeration</i> .....	43
2.4.3	<i>Centrifugal liquid chillers</i> .....	44
2.4.4	<i>Refrigerating machine</i> .....	46

2.4.5	<i>Screw liquid chiller</i> .....	51
2.4.6	<i>Automotive air conditioning system</i> .....	56
2.4.7	<i>Vapour compression plant</i> .....	59
2.5	Filosofía general del modelado en los sistemas de compresión de vapor.....	62
2.6	Aplicaciones del modelado en los sistemas de compresión de vapor.....	63
2.6.1	Diseño de componentes y simulación de sistemas.....	63
2.6.2	Optimización energética de sistemas.....	65
2.6.3	Control de sistemas.....	67
2.6.4	Análisis y detección de anomalías.....	68
2.7	Conclusiones del capítulo.....	69

### **Descripción del modelo físico estacionario**

---

3.1	Objetivos.....	71
3.2	Aspectos generales del modelo.....	72
3.3	Topología planteada en el desarrollo del modelado.....	74
3.4	Modelo del compresor.....	75
3.4.1	Flujo másico trasegado.....	76
3.4.2	Potencia del compresor.....	82
3.4.3	Estrategia de simulación para el compresor.....	86
3.5	Modelo de la línea de descarga.....	87
3.5.1	Estrategia de simulación para la línea de descarga.....	91
3.6	Modelo del condensador.....	92
3.6.1	Zona de desrecalentamiento (DRC).....	93
3.6.1.1	Correlaciones para una sola fase en flujo interno.....	95
3.6.1.2	Convección forzada sobre un arreglo de tubos.....	96
3.6.2	Zona de condensación (COND).....	100
3.6.2.1	Condensación sobre arreglo de tubos horizontales.....	102
3.6.2.2	Estimación de la temperatura de pared.....	103

3.6.3	Zona de subenfriamiento (SUB).....	104
3.6.4	Estrategia de simulación para el condensador.....	105
3.7	Modelo de la válvula de expansión (TN2).....	109
3.7.1	Estrategia de simulación para la válvula.....	113
3.8	Modelo del evaporador.....	113
3.8.1	Zona de evaporación (EVAP).....	114
3.8.1.1	Correlaciones para la ebullición forzada.....	115
3.8.2	Zona de recalentamiento (REC).....	118
3.8.3	Estrategia de simulación para el evaporador.....	120
3.9	Modelado y acoplamiento global.....	122
3.9.1	Acoplamiento en el sistema de ecuaciones.....	122
3.9.2	Estrategia de simulación para el modelo físico global.....	124
3.10	Conclusiones del modelado.....	126

## **Descripción de la instalación experimental**

---

4.1	Aspectos generales de la instalación.....	127
4.2	Circuitos principales que forman la instalación.....	128
4.2.1	Circuito frigorífico simple.....	128
4.2.2	Circuito de aportación de carga térmica al evaporador.....	130
4.2.3	Circuito de disipación térmica del condensador.....	133
4.3	Elementos principales de la instalación.....	137
4.3.1	Compresor.....	137
4.3.2	Condensador.....	140
4.3.3	Válvula de expansión termostática.....	143
4.3.4	Evaporador.....	144
4.4	Instrumentación del banco experimental.....	146
4.4.1	Incertidumbre en las mediciones.....	152
4.5	Sistema adquirente de datos.....	153
4.6	Combinación de parámetros en la realización de ensayos.....	155
4.7	Conclusiones del capítulo.....	156

## **Validación del modelo**

---

5.1	Objetivo.....	159
5.2	Calidad de los datos experimentales.....	160
5.2.1	Mediciones en los intercambiadores de calor.....	161
5.2.2	Selección de un estado estacionario.....	165
5.2.3	Propagación de errores en parámetros estimados.....	166
5.3	Validación de correlaciones usadas para los rendimientos del compresor.....	168
5.4	Correlaciones más adecuadas para la estimación de coeficientes convectivos.....	169
5.4.1	Correlación para el análisis de flujo interno monofásico.....	169
5.4.2	Correlación para el análisis de flujo externo monofásico.....	171
5.4.3	Correlación para el análisis de la ebullición forzada.....	171
5.4.4	Correlación para condensación sobre un arreglo de tubos horizontales.....	172
5.5	Validación de los parámetros característicos.....	173
5.6	Conclusiones del capítulo.....	178

## **Aplicación: simulación energética**

---

6.1	Introducción.....	181
6.2	Influencia del consumo energético de los fluidos secundarios sobre el COP.....	182
6.3	Influencia de los caudales volumétricos sobre el COP <sub>G</sub> .....	185
6.4	Influencia de las temperaturas de los fluidos secundarios sobre el COP <sub>G</sub> .....	188
6.5	Influencia del régimen de giro del compresor sobre el COP <sub>G</sub> .....	191
6.6	Simulación según la temperatura y carga requerida .....	192
6.7	Simulación con aplicación gráfica visual.....	195



6.8	Conclusiones de la aplicación.....	196
-----	------------------------------------	-----

### **Conclusiones y trabajos futuros**

---

7.1	Conclusiones generales.....	199
7.2	Trabajos futuros.....	200

<b>Referencias</b> .....	203
<b>Anexo I</b> .....	211



## Lista de figuras

Fig. 2.1	Tipos de compresores.....	19
Fig. 2.2	Proceso de compresión de un compresor alternativo.....	21
Fig. 2.3	Intercambiadores de calor tubos concéntricos.....	25
Fig. 2.4	Intercambiadores de calor de flujo cruzado.....	26
Fig. 2.5	Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por la carcasa y un paso por tubos.....	26
Fig. 2.6	Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.....	27
Fig. 2.7	Diagrama de las trayectorias de flujo en un intercambiador de placas	28
Fig. 2.8	Cubiertas de intercambiadores de calor compactos.....	28
Fig. 2.9	Perfil de temperatura y circuito térmico.....	29
Fig. 2.10	Variación de temperatura a lo largo de un intercambiador de flujo paralelo.....	31
Fig. 2.11	Variación de temperatura a lo largo del intercambiador en contracorriente.....	33
Fig. 2.12	Dispositivos de expansión.....	37
Fig. 2.13	Capacidad de refrigeración vs grado de recalentamiento.....	38
Fig. 2.14	Estrategia de simulación del modelo <i>air-to-air heat pumps</i> .....	41
Fig. 2.15	Estrategia de simulación del modelo <i>centrifugal liquid chillers</i> .....	46
Fig. 2.16	Módulo del compresor <i>refrigerating machine</i> .....	47
Fig. 2.17	Módulo del evaporador <i>refrigerating machine</i> .....	48
Fig. 2.18	Módulo del condensador <i>refrigerating machine</i> .....	48
Fig. 2.19	Acoplamiento del modelo <i>refrigerating machine</i> .....	49
Fig. 2.20	Submodelo del compresor sin cámara de flasheo del <i>screw liquid chiller</i> .....	52
Fig. 2.21	Submodelo del compresor con cámara de flasheo del <i>screw liquid chiller</i> .....	52
Fig. 2.22	Submodelo del condensador del <i>screw liquid chiller</i> .....	53
Fig. 2.23	Submodelo del evaporador del <i>screw liquid chiller</i> .....	53

Fig. 2.24	Esquema de simulación del modelo <i>automotive air conditioning system</i> .....	58
Fig. 2.25	Esquema de simulación del modelo <i>vapour compression plant</i> .....	60
Fig. 2.26	Filosofía del modelado en los sistemas de compresión de vapor.....	62
Fig. 3.1	Planteamiento del modelo físico global.....	72
Fig. 3.2	Esquema simple del sistema de compresión de vapor.....	74
Fig. 3.3	Diagrama de compresión de un compresor alternativo.....	76
Fig. 3.4	Eficiencia volumétrica vs relación de compresión.....	80
Fig. 3.5	Eficiencia volumétrica vs grado de recalentamiento total.....	81
Fig. 3.6	Eficiencia volumétrica vs régimen de giro.....	81
Fig. 3.7	Eficiencia combinada vs relación de compresión.....	84
Fig. 3.8	Eficiencia combinada vs grado de recalentamiento total.....	84
Fig. 3.9	Eficiencia combinada vs régimen de giro.....	85
Fig. 3.10	Estrategia de simulación para el compresor.....	87
Fig. 3.11	Imagen termográfica de la línea de descarga.....	88
Fig. 3.12	Transferencia de calor entre un fluido que pasa dentro del tubo y un fluido exterior.....	89
Fig. 3.13	Estrategia de simulación para la línea de descarga.....	92
Fig. 3.14	Zonas de de transferencia de calor en el condensador.....	93
Fig. 3.15	Arreglo triangular de los tubos en el condensador.....	97
Fig. 3.16	Flujo de condensado en el condensador.....	103
Fig. 3.17	Balace de energía para estimar $T_w$ en la zona de condensación.....	103
Fig. 3.18	Estrategia de simulación para el condensador.....	108
Fig. 3.19	Caracterización de la constante $k_A$ de la válvula TN2.....	111
Fig. 3.20	Dependencia de $k_A$ respecto a $T_{evap}$ .....	111
Fig. 3.21	Estrategia de simulación para la válvula TN2.....	113
Fig. 3.22	Zonas de transferencia de calor en el evaporador.....	114
Fig. 3.23	Estrategia de simulación para el evaporador.....	121
Fig. 3.24	Estrategia de simulación y acoplamiento global.....	125
Fig. 4.1	Instalación simple de compresión de vapor.....	127
Fig. 4.2	Esquema del circuito frigorífico de compresión de vapor.....	129

Fig. 4.3	Esquema del circuito de aportación de carga térmica.....	130
Fig. 4.4	Vaso de expansión CAC.....	131
Fig. 4.5	Caudalímetro electromagnético CAC.....	131
Fig. 4.6	Depósito acumulador.....	132
Fig. 4.7	Bomba de empuje del CAC.....	132
Fig. 4.8	Bomba de recirculación.....	132
Fig. 4.9	Manómetro del CAC.....	132
Fig. 4.10	PID.....	132
Fig. 4.11	Esquema del circuito de disipación de calor .....	134
Fig. 4.12	Bomba de calor.....	135
Fig. 4.13	Bomba de empuje del CDC.....	135
Fig. 4.14	Manómetro del CDC.....	135
Fig. 4.15	Válvula de equilibrado STAD.....	135
Fig. 4.16	Caudalímetro electromagnético del CDC.....	135
Fig. 4.17	Aerotermos.....	136
Fig. 4.18	Vaso de expansión del CDC.....	136
Fig. 4.19	Acoplamiento motor-compresor.....	137
Fig. 4.20	Botella de separación de aceite.....	137
Fig. 4.21	Caracterización de la línea de descarga.....	140
Fig. 4.22	Condensador.....	142
Fig. 4.23	Filtro deshidratador.....	142
Fig. 4.24	Esquema funcional de la válvula de expansión termostática.....	143
Fig. 4.25	Válvula de expansión termostática.....	144
Fig. 4.26	Evaporador.....	145
Fig. 4.27	Sensores piezorresistivos localizados en el condensador.....	147
Fig. 4.28	Sonda de temperatura localizada en la aspiración del compresor.....	148
Fig. 4.29	Caudalímetro másico.....	148
Fig. 4.30	Analizador de redes.....	149
Fig. 4.31	Sensor inductivo.....	149
Fig. 4.32	Variador de frecuencia ALTIVAR28.....	150
Fig. 4.33	Esquema de ubicación de sensores y parámetros medidos.....	151
Fig. 4.34	Sistema adquirente de datos.....	153
Fig. 4.35	Esquema del proceso en la adquisición de datos.....	154

Fig. 4.36	Interfaz gráfica de la aplicación.....	155
Fig. 5.1	Comportamiento de tres ensayos observando presiones de funcionamiento.....	161
Fig. 5.2	Diferencia entre las mediciones del intercambio de energía en el condensador.....	162
Fig. 5.3	Imagen termográfica del condensador.....	162
Fig. 5.4	Volumen de control del balance de energía en el condensador.....	163
Fig. 5.5	Ajuste comparativo entre las mediciones del condensador.....	164
Fig. 5.6	Diferencia entre las mediciones del intercambio de energía en el evaporador.....	164
Fig. 5.7	Fluctuación de datos para presión y temperatura.....	165
Fig. 5.8	Fluctuación de datos para caudales volumétricos.....	166
Fig. 5.9	Validación de la correlación para la eficiencia volumétrica.....	168
Fig. 5.10	Validación de la correlación para la eficiencia combinada.....	169
Fig. 5.11	Comparación entre Gnielinski, Dittus-Boelter y Colburn.....	170
Fig. 5.12	Estimación de superficies para justificar el uso de la correlación de Chen.....	172
Fig. 5.13	Validación para el flujo másico de refrigerante.....	173
Fig. 5.14	Validación para la presión de condensación.....	174
Fig. 5.15	Validación para la presión de evaporación.....	174
Fig. 5.16	Validación para la temperatura del agua a la salida del condensador..	175
Fig. 5.17	Validación para la temperatura de la mezcla a la salida del evaporador.....	175
Fig. 5.18	Validación de la potencia térmica del condensador.....	176
Fig. 5.19	Validación de la potencia térmica del evaporador.....	176
Fig. 5.20	Validación de la potencia consumida por el compresor.....	177
Fig. 5.21	Validación del coeficiente de funcionamiento COP.....	177
Fig. 6.1	Influencia del consumo energético de las bombas de los circuitos secundarios.....	184
Fig. 6.2	Influencia del caudal volumétrico del agua .....	186
Fig. 6.3	Influencia del caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol .....	187

Fig. 6.4	Influencia de la temperatura del agua .....	189
Fig. 6.5	Influencia de la temperatura de la mezcla agua-glicol.....	190
Fig. 6.6	Influencia del régimen de giro del compresor.....	192
Fig. 6.7	Mapa energético fijando una $T_{aee}$ de 9°C.....	193
Fig. 6.8	Mapa energético fijando una $T_{aee}$ de 12°C.....	194
Fig. 6.9	Mapa energético fijando una $T_{aee}$ de 15°C.....	194
Fig. 6.10	Cambio de estructura del modelo.....	195
Fig. 6.11	Simulación gráfica visual para la instalación.....	196





# Lista de tablas

Tabla 1.1	Consumo de energía final. Sectorización.....	3
Tabla 2.1	Fundamentos físicos y empíricos del <i>air-to-air heat pumps</i> .....	42
Tabla 2.2	Fundamentos físicos y empíricos del <i>analysis of vapour compression</i> .....	44
Tabla 2.3	Fundamentos básicos generales del <i>refrigerating machine</i> .....	50
Tabla 2.4	Fundamentos básicos generales del <i>screw liquid chiller</i> .....	54
Tabla 2.5	Fundamentos básicos generales del <i>automotive air conditioning system</i> .....	58
Tabla 2.6	Fundamentos básicos generales del <i>vapour compression plant</i> ....	60
Tabla 3.1	Parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica.....	79
Tabla 3.2	Coefficientes de la correlación para la eficiencia volumétrica.....	82
Tabla 3.3	Coefficientes de la correlación para la eficiencia combinada.....	86
Tabla 3.4	Acoplamiento de ecuaciones en los intercambiadores de calor....	123
Tabla 4.1	Especificaciones técnicas generales del CAC.....	133
Tabla 4.2	Especificaciones técnicas generales del CDC.....	136
Tabla 4.3	Datos geométricos y técnicos del motor- compresor.....	138
Tabla 4.4	Datos técnicos de la botella de separación de aceite.....	138
Tabla 4.5	Datos geométricos y técnicos del condensador.....	141
Tabla 4.6	Datos técnicos del filtro deshidratador.....	143
Tabla 4.7	Datos técnicos de la válvula de expansión.....	144
Tabla 4.8	Datos geométricos y técnicos del evaporador.....	146
Tabla 4.9	Conjunto de datos medidos con los sensores usados.....	152
Tabla 4.10	Incertidumbre en las mediciones.....	152

Tabla 4.11	Combinación de parámetros para obtención de datos en un rango amplio.....	156
Tabla 5.1	Propagación de errores en los parámetros estimados.....	167
Tabla 6.1	Rango de caudales volumétricos que influyen en el COP <sub>G</sub> .....	188

# Nomenclatura

## Letras Romanas

$A$	- superficie, $m^2$
$C$	- caudal volumétrico, $m^3/h$ volumen muerto ( <i>clearance volume</i> ), $m^3$
$C_{min}$	- capacitancia térmica de flujo mínima, $kW/K$
$COP$	- coeficiente de rendimiento
$COP_G$	- coeficiente de rendimiento global
$c_p$	- calor específico, $kJ/kg\ K$
$C_r$	- relación de capacitancias térmicas
$D$	- diámetro, $m$
$D_{cor}$	- diámetro de la carcasa, $m$
$D_{ex}$	- diámetro externo, $m$
$D_{in}$	- diámetro interno, $m$
$F$	- multiplicador bifásico
$f$	- factor de fricción
$G$	- velocidad másica, $kg/m^2\ s$
$g$	- aceleración gravitacional, $m/s^2$
$GE$	- grado de recalentamiento estático, $^{\circ}C$
$GR$	- grado de recalentamiento total, $^{\circ}C$
$GS$	- grado de subenfriamiento, $^{\circ}C$
$h$	- entalpía, $kJ/kg$ coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2\ K$
$h_{ef}$	- coeficiente de ebullición forzada, $W/m^2\ K$
$h_{fg}$	- calor latente, $kJ/kg$
$h_{FZ}$	- coeficiente de ebullición nucleada (micro-convectivo), $W/m^2\ K$
$h_L$	- coeficiente convectivo (macro-convectivo), $W/m^2\ K$
$Ja$	- número de Jacob
$k$	- exponente politrópico

$k_A$	- constante característica de la válvula, $m^2$
$k_{tubo}$	- conductividad térmica del tubo, $W/m\ K$
$L$	- longitud, $m$
$L_c$	- longitud entre centros de tubos, $m$
$L_{cor}$	- longitud de la carcasa, $m$
$L_t$	- longitud transversal entre tubos, $m$
$N$	- régimen de giro del compresor, $rpm$
$\dot{m}$	- flujo másico, $kg/s$
$n$	- exponente isoentrópico
$N_b$	- número de baffles
$N_t$	- número de filas de tubos
NTU	- número de unidades de transferencia de calor
$Nu$	- número de Nusselt
$p$	- presión, $MPa$
$Pot_{ba}$	- potencia de la bomba del circuito de agua, $kW$
$Pot_{bm}$	- potencia de la bomba del circuito de la mezcla, $kW$
$Pot_{comp}$	- potencia consumida por el compresor, $kW$
Pr	- número de Prandlt
$\dot{Q}$	- transferencia de calor, $kW$
R	- factor de ensuciamiento, $m^2\ K/W$ constante universal de los gases ideales
Re	- número de Reynolds
$rp$	- relación de compresión
S	- carrera de pistón, $m$ factor de supresión nucleada
T	- temperatura, $^{\circ}C, K$
$U$	- coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2\ K$
$V$	- volumen, $m^3$ velocidad de flujo, $m/s$
$v$	- volumen específico, $m^3/kg$
$V_G$	- volumen desplazado ( <i>swept volume</i> ), $m^3$
$\dot{V}$	- flujo volumétrico, $m^3/s$
$W$	- trabajo teórico del ciclo, $kJ/kg$

$\dot{W}$	-	trabajo realizado por el ciclo, kW
$x$	-	calidad del vapor
$X_{tt}$	-	parámetro de Martinelli
$z$	-	número de cilindros

### Símbolos griegos

$\rho$	-	densidad, kg/m <sup>3</sup>
$\eta$	-	rendimiento
$\varepsilon$	-	eficiencia del intercambiador de calor emisividad superficial
$\mu$	-	viscosidad dinámica, kg/s m
$\nu$	-	viscosidad cinemática, m <sup>2</sup> /s

### Subíndices

aec	-	agua entrada al condensador
aee	-	agua-glicol entrada al evaporador
amb	-	ambiente
asc	-	agua salida del condensador
ase	-	agua-glicol salida del evaporador
ba	-	bomba del circuito de agua
bm	-	bomba del circuito de mezcla agua-glicol
C	-	condensador corriente caliente
comb	-	combinada
cond	-	condensador, condensación
des	-	descarga
drc	-	desrecalentamiento
E	-	evaporador
evap	-	evaporador, evaporación
F	-	corriente fría
i	-	interno

is	-	isoentrópico
l	-	condición de líquido saturado
ldes	-	línea de descarga
m	-	referenciado al punto medio
max	-	máximo
min	-	mínimo
o	-	externo
rec	-	recalentamiento
ref	-	refrigerante
s	-	superficie
sat	-	condición de saturación
sep	-	separador de aceite
sub	-	subenfriamiento
suc	-	succión
th	-	teórico
v	-	volumétrico
val	-	válvula
w	-	pared

### **Abreviaciones**

CAC	-	Circuito de Aportación de Carga
CDC	-	Circuito de Disipación de Carga
EES	-	<i>Engineering Equation Solver</i>
HVAC	-	<i>Heating, Ventilating, and Air Conditioning</i>
PID	-	Proporcional Integral Derivativo







## Introducción

---

### 1.1 Justificación

Desde que Jacob Perkins en 1834 patentó la base fundamental de los sistemas de producción de frío por compresión de vapor, y que han llegado a nuestros días con mejoras en su realización, estos sistemas han sido y seguirán formando parte fundamental de nuestras vidas. De esta forma, el sistema de compresión de vapor es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío, utilizándose en gran parte de aplicaciones de refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización.

En la *refrigeración doméstica* las aplicaciones están limitadas, principalmente a refrigeradores y congeladores caseros para la conservación de alimentos como parte integral de la actividad humana. Sin embargo, debido a que es demasiado grande el número de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una parte significativa de la refrigeración industrial. Por ejemplo, en el sector doméstico en España, prácticamente el 100% de los hogares cuenta con el servicio de un refrigerador.

Por lo que se refiere a la *refrigeración comercial*, aquí podemos encontrar aplicaciones en pequeñas instalaciones de refrigeración en edificios como en muebles bar, enfriadoras de botellas, enfriadoras de agua. En centros comerciales se localizan máquinas y despachadoras de helados, máquinas de refrescos, vitrinas abiertas, cuartos fríos, fabricación de hielo, cámaras frigoríficas en panaderías, etc. [1].

En la *refrigeración industrial* las aplicaciones son más grandes en tamaño y capacidad que las comerciales, algunas aplicaciones típicas son en plantas de hielo, empacadoras, conservación y manipulación de alimentos, en producción de calor, almacenes refrigerados, cervecerías, entre otras [2].

En el  *acondicionamiento de aire* los sistemas de compresión de vapor son los más usados en este campo de aplicación. Se implican en mantener las condiciones del aire en un recinto involucrando el control de temperatura, humedad, filtrado y limpieza; utilizándose en oficinas, tiendas, supermercados, restaurantes, hoteles, casas, automóviles [3], [4].

Así pues, debido a la multitud de aplicaciones y su relevante importancia, las instalaciones de producción de frío por compresión de vapor suponen un alto porcentaje de consumo energético, y pueden suponer un alto impacto económico y medioambiental. Por un lado, el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, el efecto directo asociado a las fugas de refrigerante cuando se utilizan refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento mundial (PCM).

De acuerdo a la situación actual en la Unión Europea, con la desaparición del uso de los CFCs y ante la inminente suma de los fluidos HCFC, los fluidos más utilizados en el ámbito de la producción de frío son los HFC y el amoníaco en el ámbito del frío industrial, con algunas excepciones de hidrocarburos (usados en refrigeración doméstica) y otros fluidos naturales que se están investigando en aplicar. Los HFC son considerados seguros para el medio ambiente e inoocuos para la capa de ozono, no son inflamables, poseen muy baja toxicidad y pueden reciclarse. Técnicamente de acuerdo a los usuarios finales, son los mejores refrigerantes disponibles para la mayoría de las aplicaciones.

Una gran parte de las emisiones que se generan y tiran a la atmósfera se deben a las emisiones de CO<sub>2</sub>, de las que prácticamente al año se producen en todo el mundo alrededor de unas 25 Gton. La aportación por parte de los HFC a dicho efecto invernadero se estima tan solo pueda llegar a ser de un máximo del 3% para el año 2050 [5]. En camino a reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> relacionadas con la generación

de calor o energía eléctrica, la eficiencia energética de los sistemas de producción de frío es un factor crucial. A menudo los HFC son la clave para aumentar esta eficiencia, y por tanto, reducir la contribución indirecta al calentamiento global mediante la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>.

En lo referente al ámbito energético, el 69% de la energía que se consume en los países de la Unión Europea se debe a aplicaciones que utilizan algún tipo de accionamiento con motores eléctricos, de éstos, un 14% está directamente relacionado a los sistemas de compresión de vapor. En este marco, la producción de frío en España para aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire, representa un 30% del consumo energético global [6]. Por ejemplo, el sector de equipamiento doméstico representa un 3.8% del consumo de energía final, de este consumo el 19% corresponde a los sistemas de refrigeración, y el 3% a los equipos de aire acondicionado. El crecimiento medio anual del consumo de energía en este sector ha sido del 3%. Por otro lado, el sector de edificación en España representa un 17% de consumo de energía final, y de éste, el 52% corresponde al uso de la energía en los sistemas de aire acondicionado (HVAC) [7]. Dentro del sector industrial, la actividad de la alimentación consume un 8% del consumo final de energía del cual, alrededor de un 40% es debido a la producción de frío. El consumo de energía final por sectores de los dos últimos años en España se muestra en la Tabla 1.1, es evidente el incremento energético. En cuanto a las emisiones de CO<sub>2</sub> atribuibles al consumo final de energía, han sido 0.44 KtCO<sub>2</sub>/GWh en 2006 y 0.45 KtCO<sub>2</sub>/GWh en 2007.

**Tabla 1.1** Consumo de energía final. Sectorización.

	2006		2007		2007/06
	ktep.	Estruct.	ktep.	Estruct.	%
Industria	35,373	33,8	36,812	34,0	4,1
Transporte	39,975	38,2	41,084	38,0	2,8
Usos diversos	29,420	28,1	30,302	28,0	3,0
<b>Total</b>	<b>104,767</b>	<b>100,0</b>	<b>108,197</b>	<b>100,0</b>	<b>2,7</b>

*Metodología: A.I.E. Fuente: Secretaría General de Energía*

Ante la inminente necesidad de un consumo racional de la energía, existen básicamente dos maneras de mejorar la eficiencia energética en un sistema de compresión de vapor:

- 1) Optimizar el diseño de los componentes individuales
- 2) Mejorar la operación del sistema

Además, esto debe ser conseguido sin comprometer la calidad del servicio de las instalaciones, manteniendo adecuadamente las temperaturas de producción en las diferentes aplicaciones. En concreto, dada una instalación de compresión de vapor con una determinada eficiencia de diseño, la correcta operación libre de anomalías puede suponer en algunos casos, ahorros energéticos de hasta un 40%. Esto supone que la eficiencia energética de la instalación no sólo se debe medir a través del COP (*Coefficient of Performance*) de diseño, sino que también se debe tener en cuenta su eficiencia energética ponderada en su funcionamiento durante la operación día a día, llegando a ser en algunas ocasiones este último término incluso más importante que el COP de diseño en cuanto al consumo energético total del sistema en su vida útil.

Por todo ello, cada vez se está dando mayor importancia en operar y mantener de forma óptima las instalaciones de compresión de vapor para adaptar el funcionamiento de la instalación a las condiciones de operación más idóneas, adaptándose adecuadamente en cada instante a la demanda térmica, evitando el funcionamiento anómalo o con degradaciones que conllevan un mayor consumo energético. La operación del sistema debería ir hacia un triple objetivo: instalaciones funcionando libre de anomalías y degradaciones, operación energéticamente eficiente del sistema, y un mantenimiento en la calidad de las condiciones de producción. Sin embargo, esta preocupación no está suficientemente reflejada en los sistemas actuales. Las alternativas para mejorar la eficiencia pasa por:

- ✓ Desarrollar sistemas que sean capaces de detectar anomalías y degradaciones en los sistemas de refrigeración de forma automática, consiguiendo así mejorar el mantenimiento de la instalación y minimizando su consumo energético.

- ✓ Mejorar la adaptación de las condiciones de operación en estados transitorios. Conociendo que gran parte de los sistemas de compresión trabajan bajo condiciones altamente dinámicas y cambiantes, resulta conveniente que el sistema adapte continuamente sus parámetros de funcionamiento a las nuevas condiciones de trabajo y lo haga, tanto en estado estacionario, como en transitorios.
- ✓ Mejorar el diseño principalmente de los intercambiadores de calor, algunos autores que proponen técnicas para evaluar los sistemas de los fluidos secundarios de cara a conjugar mejor la eficiencia del ciclo frigorífico y menor consumo energético de los sistemas secundarios.

Ante la inminente necesidad de mejorar los diseños y operación de los sistemas de producción de frío, es necesario contar con sistemas más eficientes, induciendo esto a disponer de modelos que caractericen de una forma aproximada el comportamiento real de la instalación. Dichos modelos suelen aplicarse en el diseño y mejoramiento tecnológico de componentes, así como en la operación óptima de la instalación.

Por tal motivo, en la presente tesis doctoral se propone un modelo físico utilizando para su desarrollo y validación una instalación experimental de producción de frío por compresión de vapor, usando el refrigerante R134a como fluido de trabajo. Este modelo nos dará información sobre el comportamiento de la instalación, a través de simulaciones que encaminen una operación eficiente, reduciendo de esta manera su consumo energético y contribuyendo a la atenuación del impacto ambiental, tanto por emisiones de CO<sub>2</sub> como por el uso de refrigerantes compatibles con la capa de ozono.

La investigación se desarrolla dentro del grupo ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos), en el cual se encuentra la instalación bajo estudio en este trabajo. El grupo se ubica dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaime I. La investigación del grupo desde sus inicios se ha enfocado en los sistemas de compresión de vapor para aplicaciones de frío y

climatización, centrándose en: caracterización energética de nuevos fluidos, eficiencia energética y detección de anomalías.

## 1.2 Objetivos y alcance general de la tesis

Este trabajo doctoral esta enfocado a desarrollar un modelo físico que permita simular el comportamiento del sistema a partir de las condiciones y requerimientos de funcionamiento. El modelo deberá tener un grado alto de fiabilidad, y que pueda ser usado en la simulación del comportamiento de la instalación, y de esta manera predecir un mejor funcionamiento encaminado a la operación energéticamente eficiente del sistema u otras aplicaciones. Por lo tanto, los objetivos generales planteados en esta tesis son:

- Desarrollo y validación del modelo físico capaz de predecir el comportamiento estacionario de la instalación.
- Aplicación del modelo para la simulación energética con el fin de ayudar a encontrar las condiciones de operación que optimicen el funcionamiento energético de la instalación.

## 1.3 Organización del documento

El presente documento se estructura de la siguiente forma:

**Capítulo 1:** Aquí se ha comentado la motivación y los principales objetivos de la presente tesis.

**Capítulo 2:** Este capítulo presenta de forma breve el estado del arte en cuanto al modelado de sistemas de compresión de vapor y sus principales aplicaciones.

**Capítulo 3:** En este capítulo comentamos la descripción del modelo físico desarrollado. Se describe con detalle la caracterización efectuada en cada uno de los componentes, consideraciones, topología y acoplamiento en el modelado global del

sistema. La caracterización de la instalación se basa fundamentalmente en conceptos físicos, con incorporaciones de correlaciones empíricas basadas en datos experimentales.

**Capítulo 4:** Aquí se describe la instalación experimental (banco de ensayos) en la cual se ha basado el desarrollo y validación del modelo físico propuesto. Se comentan las características técnicas de los componentes, se habla sobre la instrumentación oportuna con la que se cuenta y las principales variables que se miden, así como los respectivos errores de lectura. Se establece la base para la realización de los diversos ensayos experimentales con los cuales se desarrolla y valida el modelo físico.

**Capítulo 5:** Este capítulo está dedicado a la validación del modelo. Hacemos referencia de la calidad de los datos seleccionados como estacionarios, y hacemos una justificación en el uso de las correlaciones empíricas para la caracterización del compresor, además, se justifica la aplicación de las correlaciones para la estimación de los coeficientes de convección. Por último, se presenta la validación, comparando los datos del modelo con los datos experimentales.

**Capítulo 6:** Con la fiabilidad que muestra el modelo, pasamos a realizar la simulación para analizar el comportamiento energético del sistema ante la variación de los principales parámetros de operación. Presentando un ejemplo de aplicación del modelo a la optimización de la operación del sistema, y una aplicación del modelo encaminado a la simulación gráfica visualizando características específicas de los componentes.

**Capítulo 7:** En este capítulo se resumen las principales conclusiones de la tesis doctoral y los trabajos futuros que se plantean a partir de la misma.





## Antecedentes

---

### 2.1 Introducción

Actualmente, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más usado en las aplicaciones de producción de frío doméstica, comercial e industrial, representando un consumo energético considerable. Los supermercados son unos de los más grandes consumidores del sector energético, así un supermercado típico, consume entre 2 y 3 millones kWh anualmente [7]. Alrededor del 50% de la energía total, es usada por el sistema de refrigeración en un supermercado. En el caso de edificios de oficinas se ha estimado que el consumo debido al uso de sistemas de acondicionamiento de aire (HVAC *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*), basados en gran parte en el sistema de compresión de vapor, está entorno del 20-40% del consumo de energía total en países desarrollados [8], pudiendo aumentar este porcentaje en caso de funcionamiento defectuoso o en presencia de degradaciones.

Así, ante la necesidad del consumo racional de la energía, resulta conveniente el mejorar el funcionamiento de los sistemas de compresión de vapor. Estas mejoras deben de ir encaminadas tanto hacia el diseño de componentes como una óptima operación eficiente del sistema libre de anomalías y degradaciones. De tal manera, para mejorar el funcionamiento y gestión de este tipo de instalaciones resulta conveniente disponer de un modelo del sistema capaz de predecir su funcionamiento ante los principales cambios en las variables de operación.

Así, bajo estas premisas se recurre al modelado, siendo uno de los objetivos del modelado lograr un mejor entendimiento de las características de un sistema. Para esto,

es necesario describir aspectos importantes del sistema en términos de relaciones matemáticas. Para un sistema de refrigeración esto significa definir relaciones para cada componente. Resolviendo estas relaciones simultáneamente se debe obtener una predicción acerca de la operación del sistema. En la bibliografía existe una gran cantidad de trabajos que tratan sobre la modelización de sistemas de compresión de vapor [9], [10]. Dentro de estos trabajos se pueden encontrar distintas estructuras topológicas aplicadas a: aire acondicionado residencial [11], bombas geotérmicas [12], sistemas de aire acondicionado para automóvil [13], enfriadoras tipo tornillo [14], refrigeración doméstica [15], sistemas complejos de compresión de vapor [16], entre otros.

En lo que sigue presentaremos el estado del arte en cuanto al modelado de sistemas de compresión de vapor y sus respectivas aplicaciones, revisando la tipología y realizando una descripción breve de los fundamentos físicos utilizados en los componentes principales del sistema.

## 2.2 Clasificación de modelos

En términos generales existen diversos tipos de modelos, ya sea para componentes o sistemas globales. Estos diferentes modelos se realizan con una finalidad en particular, siendo sencillos o complejos en su estructura. En resumen, el modelado de los sistemas de compresión de vapor se pueden clasificar según:

- a) *Los fundamentos del modelo*, encontrando así, los modelos físicos (basados en fundamentos físicos característicos de cada componente, balances de masa y energía, propiedades termofísicas,...) y modelos empíricos o de caja negra (basados en correlaciones ajustadas por medio del análisis de datos experimentales).
- b) *La dependencia temporal*, encontrándose los modelos dinámicos (modelos que evolucionan con el tiempo) y modelos estacionarios (representando al sistema en un instante determinado).
- c) *El tratamiento espacial*, como son los modelos discretos (tienen en cuenta variaciones detalladas acerca del fenómeno en estudio, centrándose en análisis

de pequeños volúmenes de control) y modelos globales (se ignoran las variaciones espaciales y las distintas propiedades en puntos específicos se consideran homogéneas).

De tal manera, siendo conscientes de que los modelos pueden plantearse de forma discreta o global, a continuación se presenta una clasificación y bibliografía revisada en función de los fundamentos básicos y del tratamiento temporal.

### **2.2.1 Modelos físicos**

Estos modelos aplican los principios físicos involucrando balances de masa, energía y cantidad de movimiento. Se basan en la incorporación de leyes físicas para la caracterización del sistema bajo estudio, al mismo tiempo involucran características geométricas de los componentes, propiedades de los fluidos y materiales, e inclusive datos o correlaciones proporcionadas por el fabricante. En la estructura de estos modelos es también posible identificar y ajustar parámetros mediante el conocimiento de datos experimentales. Este tipo de modelos físicos son subdivididos por algunos autores en categorías de acuerdo al grado de complejidad y en la cantidad de información empírica requerida. En cuanto a los modelos físicos podemos subdividirlos en función de la consideración espacial y temporal. Así, podemos encontrar modelos estacionarios y dinámicos, globales y discretos.

#### **2.2.1.1 Modelos estacionarios**

Dentro de los modelos físicos encontramos los modelos estacionarios, éstos no consideran la dependencia respecto al tiempo de las variables usadas en los balances de masa, energía y cantidad de movimiento, etc. Este tipo de modelos son generalmente usados en el diseño de sistemas globales o de componentes y para la simulación de puntos de operación. Los modelos estacionarios son útiles en muchos casos, pero bajo condiciones transitorias pueden dar una inexactitud inaceptable.

En publicaciones científicas es posible encontrar varios trabajos del modelado físico estacionario de componentes o sistemas globales. Por ejemplo, Winandy et al. [17] estructura un modelo escrito en el software EES (*Engineering Equation Solver*) para un compresor alternativo tipo abierto usando R12 como fluido de trabajo, la base del modelo esta fundamentada en la evolución y descomposición del refrigerante al paso del compresor, mediante balances de energía y fundamentos físicos. Así también, el modelo es capaz de determinar las pérdidas de calor al ambiente y el efecto con la temperatura de descarga principalmente para compresores pequeños. Winandy y Lebrun [18] analizan de manera experimental compresores tipo *scroll* herméticos bajo diferentes métodos de inyección. Proponen un modelo simple caracterizado por la descomposición del refrigerante al paso del compresor bajo ciertos conceptos físicos tradicionales. Los resultados importantes son la temperatura de descarga, el flujo másico trasegado y la potencia consumida por el compresor. Los autores dejan claro que su fundamento se basa en cuestiones físicas y el interés de analizar el funcionamiento del compresor es en lapsos de tiempo definidos.

Es de utilidad mencionar que algunos autores a parte de estructurar el modelo bajo conceptos físicos, también centran su interés en el algoritmo de solución, como es el caso de Srinivas y Padmanabhan [19]. Ellos demuestran la gran eficiencia computacional que tiene el algoritmo Warner's [20] a través del modelado de un compresor alternativo basado en leyes físicas. La aplicación del modelo consiste en analizar las variaciones para cierta configuración mecánica del compresor (tamaño de cilindro, régimen de giro, diámetro de válvulas,...).

Cuando se realiza un estudio lo bastante complejo con el objetivo de lograr un mayor entendimiento y control sobre el funcionamiento del componente, Pérez-Segarra et al. [21] despliega un modelo planteado de forma discreta basado en fundamentos físicos, balances de masa y energía con gran lujo de detalle para un compresor alternativo hermético. El modelo se orienta al análisis de las eficiencias volumétrica, isoentrópica y combinada (eléctrica y mecánica). Los resultados son validados por medio de una simulación del comportamiento fluido dinámico y térmico del compresor. El criterio propuesto del modelo va encaminado al entendimiento del compresor, como aplicación en el diseño y procesos de optimización.

Un caso peculiar debido a su análisis e importancia en el funcionamiento de un sistema de compresión de vapor, es el modelado de los intercambiadores de calor. En la bibliografía se pueden encontrar formas diversas de analizarlos.

- 1) Modelo de simple nodo: es aquel donde todo el intercambiador se analiza en un nodo, aplicando cualquier metodología de análisis térmico.
- 2) Análisis multi-nodal: el intercambiador de calor se divide en pequeños volúmenes de control (modelo discretizado) especificando parámetros o condiciones en cada uno de ellos [22], este modelo tiene una aproximación muy alta pero el proceso de simulación comienza a ser lento.
- 3) Zonas asociadas al cambio de estado del refrigerante: dependiendo de las condiciones del fluido, el intercambiador se puede dividir y analizar según el estado del fluido. Por ejemplo, el condensador se puede dividir en zona de desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento.

Dentro de los modelos físicos bajo un estudio discreto, se pueden encontrar aplicaciones especialmente para los intercambiadores de calor, Browne y Bansal [23] proponen un modelo global para un sistema de compresión de vapor, el modelo es basado en el análisis de los intercambiadores de calor. Estos son analizados en zonas de transferencia de calor, enfocados a discretizarlos en un número de elementos, tanto para los tubos como para el arreglo de renglones. Los datos de entrada al modelo son fáciles de obtener por parte del especialista dando así como estimaciones o parámetros de salida, la potencia eléctrica, el coeficiente de operación y temperaturas de operación en ambos intercambiadores. Los resultados del modelo muestran un ajuste por debajo del  $\pm 10\%$ .

### **2.2.1.2 Modelos dinámicos**

Los modelos dinámicos se caracterizan por tener en cuenta la dependencia de las variables que se utilizan en los balances de masa, energía y momento respecto al tiempo. Una de las principales características de este tipo de modelos es su uso en el diseño de control inteligente de sistemas y simulación de transitorios. Los modelos dinámicos proporcionan información sobre lo que sucede de un estado a otro; Lei Z. y

Zaheeruddin M. [24] exponen un modelo dinámico en el que los intercambiadores de calor son divididos en zonas de transferencia de calor, los equipos del sistema son modelados bajo leyes físicas dando origen al desarrollo de un modelo global, el cual va orientado al control de la instalación como efecto de la frecuencia operacional del compresor y de la abertura de la válvula termostática. Tashtoush B. et al. [25] describe un procedimiento de un modelo dinámico para sistemas HVAC, cuyo interés son las estrategias de control en la reducción del consumo energético, esto por medio de una acción control y demostrando que en un corto tiempo el sistema es capaz de controlar las fluctuaciones presentes que afectan el desempeño del sistema.

El compresor es uno de los componentes que sus características actuales de operación son siempre dinámicas, aún cuando se realiza una simulación bajo condiciones estacionarias. Por ejemplo, el flujo másico de refrigerante en un compresor alternativo varía en cada ciclo del motor compresor. Un modelo dinámico refleja las características dinámicas de todas las partes del compresor que deben ser más aproximadas al de un modelo estacionario. A fin de reducir la complejidad del modelo dinámico del compresor, se puede analizar dividiéndolo en dos partes: estado estacionario para el flujo másico y una parte dinámica para el proceso de intercambio de calor [15].

Un modelo dinámico [26] puede representar de manera correcta la respuesta dinámica del intercambiador de calor bajo las diferentes variaciones de las condiciones de frontera con el tiempo y es frecuentemente usado para desarrollar condiciones de control. Browne y Bansal [27] muestran un modelo con modulación y control *on/off* para predecir el funcionamiento dinámico de una enfriadora en un rango amplio de operación. La base del modelado son los fundamentos físicos y coeficientes variables de transferencia de energía aplicados a la simulación dinámica. El modelo es de estructura simple, capaz de predecir el comportamiento de la instalación en un margen  $\pm 10\%$  de error. Las estimaciones incluyen el coeficiente de funcionamiento, consumo eléctrico, así como los diversos estados termodinámicos del refrigerante a su paso por el ciclo. De acuerdo a los resultados, concluyen en la necesidad de algoritmos de control más sofisticados y modelos más complejos de los componentes para obtener mejores predicciones del modelo.

### 2.2.2 Modelos empíricos o de caja negra

Otra manera de plantearse el análisis de un sistema de compresión de vapor, es estructurando un modelo empírico a partir de datos experimentales. Se construyen correlaciones paramétricas de datos de salida en función de datos de entrada; algunos modelos pueden utilizar conocimientos físicos de los componentes del sistema. Los modelos empíricos tienen como su principal ventaja que son simples y rápidos, pero en la mayoría de los casos son incapaces de predecir el comportamiento del sistema fuera de las condiciones de prueba [11]. Son usados para sistemas de control programado o para evaluar sistemas en condiciones específicas o estándares. Por ejemplo, en compresores, este tipo de modelos son uno de los más usados por la normativa ARI e ISO, en donde los polinomios involucran coeficientes que describen el desempeño energético del compresor [28]. Dentro de este grupo de modelos los autores proponen el uso de sistemas ARX, redes neuronales, entre otros.

Un caso particular de los modelos de caja negra son los modelos de caja gris, los cuales son una combinación de modelos físicos y de caja negra. Estrada-Flores et al. [29] presenta una revisión de las principales características de los modelos de “caja blanca” y caja negra con su integración como modelos de caja gris, el autor resume la filosofía de cada uno de los modelos mencionando las principales ventajas y desventajas, así como los requerimientos y recursos para llevar a cabo el modelado de sistemas.

Dentro de este tipo de modelos, las redes neuronales artificiales son una potente herramienta, las cuales pueden ser utilizadas en la interpretación matemática de sistemas térmicos [30]. Su trabajo está fundamentado sobre modelos estocásticos que permiten resolver matemáticamente un problema con un alto grado de complejidad de una manera sencilla. El sistema es interpretado como una caja negra y el modelo obtenido es una función del comportamiento de las variables de entrada y salida del sistema global o componente en estudio.

Armas Valdes et al. [30] hace uso de redes neuronales artificiales y un algoritmo genérico para la determinación del estado termodinámico de los refrigerantes R22 y R134a, con el fin de la evaluación y simulación termoeconómica de un sistema de

climatización. Navarro-Esbrí et al. [31] muestra un modelo estacionario basado en conceptos de redes neuronales, las entradas al modelo son datos fáciles de obtener por el usuario dando como estimación el consumo energético, temperatura de salida del secundario y capacidad de enfriamiento del sistema, estos resultados son el preámbulo para un estudio en detección de fallos y optimización energética.

De acuerdo a lo mencionado en los apartados anteriores, se puede resumir la clasificación de los modelos citando los siguientes puntos:

- Un modelo físico conlleva un sentido físico, los parámetros obtenidos durante el proceso de ajuste del modelo, pueden aportar información útil para los técnicos ya que sus valores corresponden a características físicas de la propia instalación. Por lo tanto, algunas de esas características son conocidas y se convierten directamente en constantes para el modelo, originando una simplificación tanto para el modelo como la simulación. Para la mayoría de las aplicaciones de diseño en instalaciones o componentes, resulta muy apropiado contar con modelos físicos estacionarios, ya que caracterizan muy bien el funcionamiento en la mayor parte del tiempo.
- Los modelos de caja negra necesitan de datos experimentales para su proceso de ajuste, al igual que muchos modelos físicos que se fundamentan en correlaciones. Los modelos de caja negra son sencillos y rápidos al momento de converger, requieren de poca información del sistema, por lo que son muy adecuados para control *on-line* y sistemas de detección de fallos en tiempo real; pero fuera de las condiciones de prueba son incapaces de predecir un funcionamiento correcto.
- En aquellas instalaciones que sea requerido un análisis sobre el funcionamiento transitorio, se tendrá que aplicar una simulación mediante un modelo dinámico que permita dar un conocimiento estricto de la reacción instantánea en dicha instalación. Bajo el estudio de pequeños intervalos de tiempo, se puede aplicar un modelo estacionario capaz de originar una buena aproximación sobre el funcionamiento de la instalación.



Nuestro objetivo es lograr un mayor conocimiento físico de la instalación así como de sus respectivos componentes, por lo que esto nos conduce a desarrollar un modelo físico. Por otro lado, la estabilidad que se logra en intervalos de tiempo de la instalación experimental bajo estudio, y bajo ciertas condiciones de operación, nos proporciona la oportunidad de analizar su comportamiento estacionario.

### **2.3 Fundamentos físicos generales de los componentes principales**

Entender el fundamento físico de los componentes, la simplicidad o complejidad en la caracterización aunada a la aproximación del ajuste, flexibilidad y manejo en un proceso de simulación y optimización, nos lleva a centrarnos en los modelos físicos estacionarios. En función del apartado anterior y con el interés en desarrollar un modelo físico, comentaremos en este apartado los fundamentos más generales que se relacionan con los componentes principales de un sistema de compresión de vapor.

Todos los modelos físicos estacionarios se basan fundamentalmente en la modelización de los intercambiadores de calor utilizando dos métodos de análisis térmico:  $\varepsilon - NTU$  y  $LMTD$ -factor de corrección. Los compresores por lo general son modelados a través del conocimiento de eficiencias isoentrópicas, volumétricas o globales y en características mecánicas. La válvula de expansión en la mayoría de los casos se estudia como un proceso de expansión isoentálpico, algunos autores la modelan a través de la constante característica  $k_v$ . A continuación se comentan los fundamentos físicos más generales de cada uno de los componentes de una instalación de compresión de vapor.

#### **2.3.1 Compresor**

El propósito del compresor en un sistema de refrigeración por compresión de vapor es transferir vapor desde el evaporador hasta el condensador, en donde la presión es más elevada. El funcionamiento del sistema, hablese de un refrigerador, aire acondicionado o una bomba de calor, está fuertemente influenciado por el compresor,

pues su eficiencia mantiene los requerimientos y vida esperada del sistema. Las partes móviles del sistema de refrigeración son esencialmente aquellas del compresor.

Existen diferentes tipos de compresores, su evolución no ha cesado desde el nacimiento de la industria del frío. Desde sus inicios, el desarrollo de compresores estuvo enfocado a razones de peso, tamaño y costo, aunque la mejora de su eficiencia no era tan impactante. Con el incremento en los precios de la energía, la conciencia y aceptación de conceptos como “vida-ciclo-costo”, gran cantidad de usuarios están haciendo importantes incentivos a la industria manufacturera para el desarrollo de diseños avanzados que tengan que ver con el buen desempeño y eficiencia del compresor.

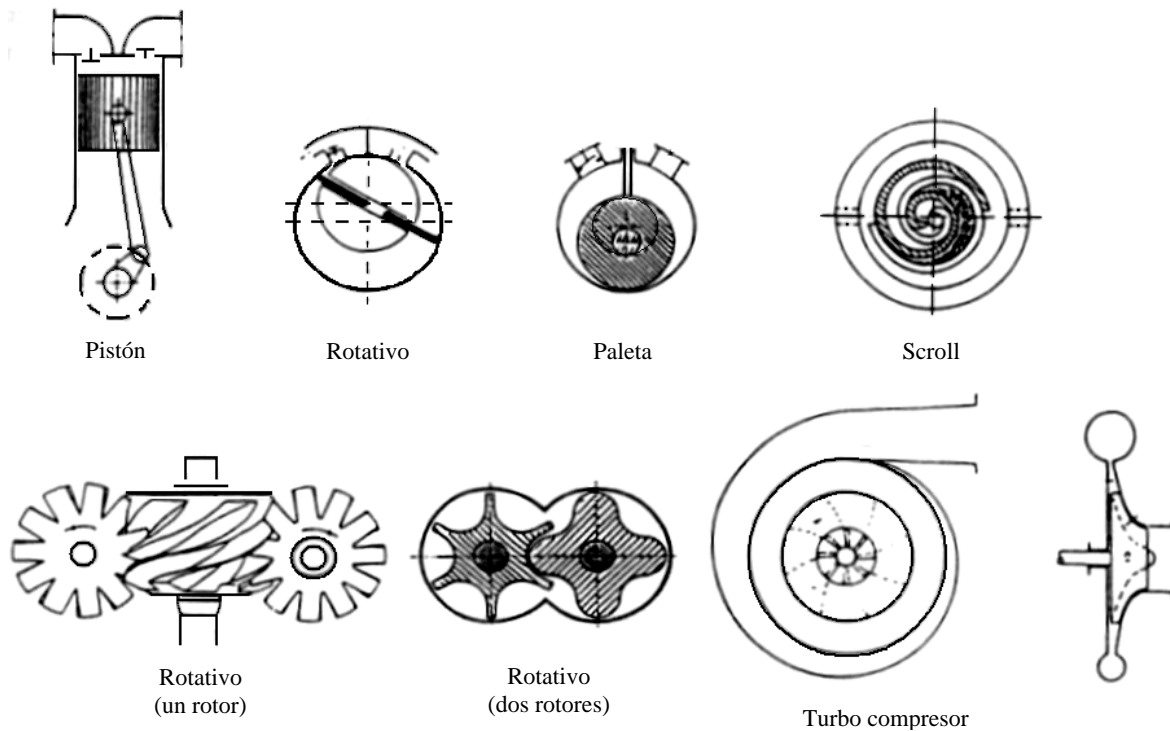
Los compresores usados en la industria del frío, se clasifican acorde al método empleado en lograr el efecto de compresión [32], identificando así dos divisiones:

**Compresores de desplazamiento positivo (volumétricos):** en este tipo de compresores, el vapor o gas es atrapado en un espacio en el cual se reduce el volumen durante la rotación de los ejes cuando está funcionando el compresor. Debido a la reducción de volumen, la presión del vapor o gas incrementa. Los tipos de compresores que se encuentran en este grupo son:

- a) reciprocantes (alternativos)
- b) paleta
- c) tipo *scroll*
- d) tornillo

**Compresores de desplazamiento cinético (dinámicos):** a diferencia de los compresores volumétricos, en los dinámicos el aumento de presión se obtiene por la conversión de energía cinética suministrada a un flujo constante de vapor, y convirtiendo esta energía en presión a través de un difusor. Ejemplo de este tipo:

- e) turbocompresores



**Fig. 2.1** Tipos de compresores.

Los compresores alternativos se pueden dividir en compresores herméticos, semiherméticos y de tipo abierto. Los compresores herméticos se aplican en pequeñas instalaciones: refrigeradores domésticos, congeladoras, enfriadoras, etc. Por lo general en estos compresores se pueden usar refrigerantes como el R134a, R404A, R407C, R600a y R290. Su diseño y disposición impide la utilización de fluidos refrigerantes que ataquen el cobre de los devanados, como es el caso del amoníaco. Los compresores semi-herméticos y de tipo abierto se utilizan en refrigeración comercial, como frigoríficos de supermercados. El campo de aplicación de estos, es de medias y altas potencias (17 a 600 kW).

En lo que concierne a los compresores rotativos, se basan en un movimiento de giro constante, por lo que el flujo de vapor en la admisión y el escape es constante. Su rendimiento volumétrico es grande en comparación con los del tipo alternativo. El campo de aplicación de los compresores alternativos está limitado por la temperatura de compresión que no debe rebasar un valor máximo de  $140^{\circ}\text{C}$ , esta limitación entraña que para el amoníaco no debe sobrepasarse una relación de compresión de un valor de 8,

siendo los valores del rendimiento volumétrico muy bajos para estos valores con compresores alternativos. En un compresor de tornillo pueden alcanzarse unos valores de relaciones de compresión superiores al disponer de enfriamiento por inyección de líquido. Los compresores de tornillo son muy usados cuando se maneja el amoníaco como refrigerante.

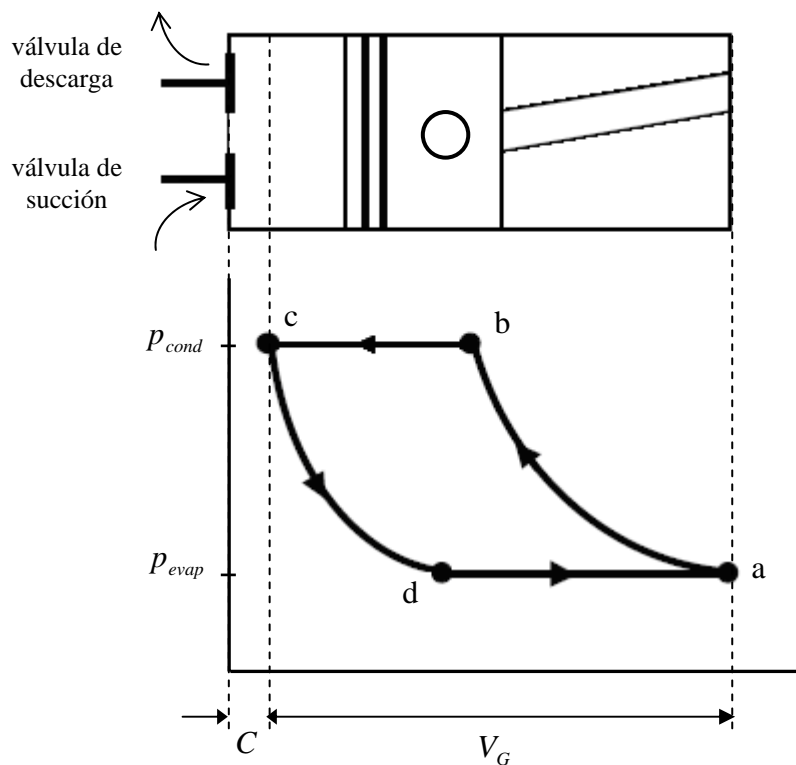
En cuanto a los compresores tipo *scroll*, son de última generación debido a la reciente aparición en el mercado, están destinados a realizar competencia y a superar en la actualidad a los compresores rotativos en el campo de la climatización de baja potencia. Con relaciones de compresión del orden de 2.5 a 3.5 (aire acondicionado) se tienen mejores prestaciones que con los compresores alternativos y por encima de relaciones de 5 se igualan.

Para sistemas de aire acondicionado, industria petroquímica y procesos, son muy apropiados los compresores dinámicos o centrífugos, ya que tienen la capacidad de desplazar grandes volúmenes, aunque tienen poca capacidad de utilización ante relaciones de compresión elevadas. En este tipo de compresores se usan fluidos como el metano, propano y etileno.

### **2.3.1.1 Análisis del proceso de compresión**

Para el análisis del proceso de compresión se revisarán los fundamentos físicos correspondiente a los compresores alternativos o reciprocantes. Los procesos que ocurren en un compresor alternativo pueden ser divididos en cuatro partes: succión, compresión, descarga y re-expansión del vapor refrigerante [33]. La Fig. 2.2 ilustra el ciclo de un compresor alternativo; en el punto *d*, la válvula de succión se abre y el vapor refrigerante que sale del evaporador entra al cilindro, mientras que el pistón se mueve hacia abajo hasta el punto muerto inferior (punto *a*), en este momento el volumen del cilindro es llenado con vapor. Una vez alcanzando el punto muerto en el fondo del cilindro, la válvula de succión se cierra y el proceso de compresión comienza. Cuando se llega al punto *b*, la presión alcanza el suficiente nivel como para abrir la válvula de descarga y de esta manera el refrigerante es dirigido al condensador. Este proceso toma lugar hasta que el pistón alcanza su tope en el punto muerto superior (punto *c*). El

espacio de volumen que queda a la izquierda, es llamado volumen muerto (*clearance volume*). El origen del volumen muerto se debe a la necesidad de evitar golpes en el punto muerto superior y dejar espacio para la acción de las válvulas. El gas o vapor se expande cuando el pistón se mueve hasta el punto *d*. El volumen desde el fondo hasta el tope del punto muerto superior es el volumen desplazado (*swept volume*), es decir, es el volumen que geoméricamente es formado. Tanto el volumen muerto y el desplazado, son parámetros importantes en el modelado del compresor. Las presiones mostradas en el diagrama no son presiones reales de condensación y evaporación, debido a las caídas de presión que ocurren a través de las válvulas de succión y descarga. Las caídas de presión, sin embargo, son relativamente pequeñas comparadas a la dimensión total de la presión.



**Fig. 2.2** Proceso de compresión de un compresor alternativo.

En literatura abierta se encuentran distintos autores haciendo énfasis en el análisis del comportamiento del compresor de desplazamiento positivo [32], el compresor puede tener  $z$  número de cilindros, con una carrera de pistón  $S$  y con un

diámetro  $D$ , por lo tanto, el volumen desplazado en  $[m^3]$  se puede estimar mediante la ec. (2.1):

$$V_G = z \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (2.1)$$

Si el régimen de giro es  $N$  [rpm], entonces significa que el flujo volumétrico  $\dot{V}_G$   $[m^3/s]$ , está dado por:

$$\dot{V}_G = \frac{V_G \cdot N}{60} \quad (2.2)$$

Generalmente la eficiencia volumétrica es una función de la relación de compresión, entre más grande sea ésta, menor la eficiencia volumétrica. De tal manera, la relación de compresión difiere considerablemente entre los distintos tipos de compresor, por lo tanto la relación de compresión es un parámetro importante en la operación de un compresor. La eficiencia volumétrica esta definida como la masa de vapor actual que el compresor bombea, dividido entre la masa de vapor que pudiera bombear en el desplazamiento total del pistón durante la succión [34].

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_G} \quad (2.3)$$

Donde  $\dot{V}$   $[m^3/s]$ , es el volumen del gas pasando dentro del compresor. Un modelo que usa el concepto de eficiencia volumétrica es el desarrollado por Popovic y Shapiro [35], ellos presentan un modelo semiempírico basado en principios termodinámicos y en una gran base de ensayos experimentales, el propósito de este modelo es la reducción de datos para caracterizar completamente el desempeño del compresor.

El trabajo ideal de compresión que se deduce en los libros de termodinámica se expresa mediante la ec. (2.4).

$$W = \int_{suc}^{des} v \cdot dp \quad (2.4)$$

Donde  $v$ , es el volumen específico del vapor. Si se considera que el proceso de compresión es idealmente hecho sin intercambio de calor con los alrededores (adiabático) y sin pérdidas (reversible), entonces es un proceso de compresión isoentrópico. Para la compresión de un gas ideal y en condiciones isoentrópicas, se puede escribir la siguiente expresión para el trabajo:

$$W_{is} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_{suc} \cdot \left[ \left( \frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

Los gases reales presentan desviaciones respecto a un gas ideal, especialmente cerca de la curva de saturación. Para un proceso reversible adiabático, el trabajo ideal de compresión de una manera más simple puede ser igual a la diferencia de entalpías isoentrópica, dada en la ec. (2.6):

$$W_{is} = h_{des} - h_{suc} = \Delta h_{is} \quad (2.6)$$

Por lo tanto, la potencia ideal de compresión se puede estimar de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{is} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{is} \quad (2.7)$$

Donde  $\dot{m}_{ref}$ , representa el flujo másico de refrigerante que aspira el compresor, la potencia demandada por el compresor varía por las condiciones de operación de la instalación. Para un compresor con un volumen desplazado conocido, el flujo másico se puede estimar por medio de la expresión siguiente:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\eta_v \cdot \dot{V}_G}{v_{suc}} \quad (2.8)$$

En lo que se refiere al modelado de compresores, Navarro-Esbrí et al. [36] analiza por medio de la termografía infrarroja como metodología, el comportamiento isoentrópico de un compresor alternativo. Longo G.A. y Gasparella A. [37] llevan a cabo la caracterización de un compresor hermético de uso doméstico, dicha caracterización se realiza mediante la descomposición del compresor en seis partes o volúmenes de control, aplicando en cada una de ellas balances de masa y energía. La validación experimental y el código de la simulación desarrollado en Fortran 77, sirve para el análisis y diseño de pequeños compresores herméticos usando cualquier fluido refrigerante. Winandy et al. [17] propone un modelo estacionario simple para un compresor alternativo, basado en el análisis experimental. El modelo considera como ejemplo de aplicación un compresor de tipo abierto, resultando ser capaz de estimar de manera confiable las principales variables. Este modelo se puede integrar de manera simple a una simulación global de un ciclo de compresión de vapor.

### **2.3.2 Intercambiadores de calor**

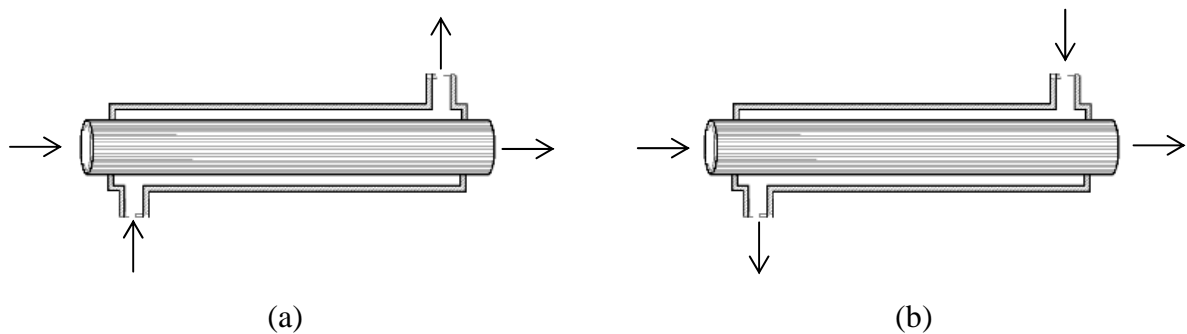
El intercambio de calor entre dos corrientes de fluidos distintos es uno de los procesos más importantes que se encuentra frecuentemente en el campo de la ingeniería. El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos, no sólo en función de su análisis térmico y el rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad, la cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función. Desde el momento que un intercambiador de calor se instala y se pone en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda lograr la transferencia de calor, la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un intercambiador mayor, pero esto a su vez implica un mayor coste de tipo económico y energético. Los intercambiadores de calor pueden ser clasificados de acuerdo a los siguientes criterios [38]:

- 1) Recuperadores y regeneradores
- 2) Procesos de transferencia: contacto directo y contacto indirecto
- 3) Geometría de construcción: tubos, platos y superficies extendidas



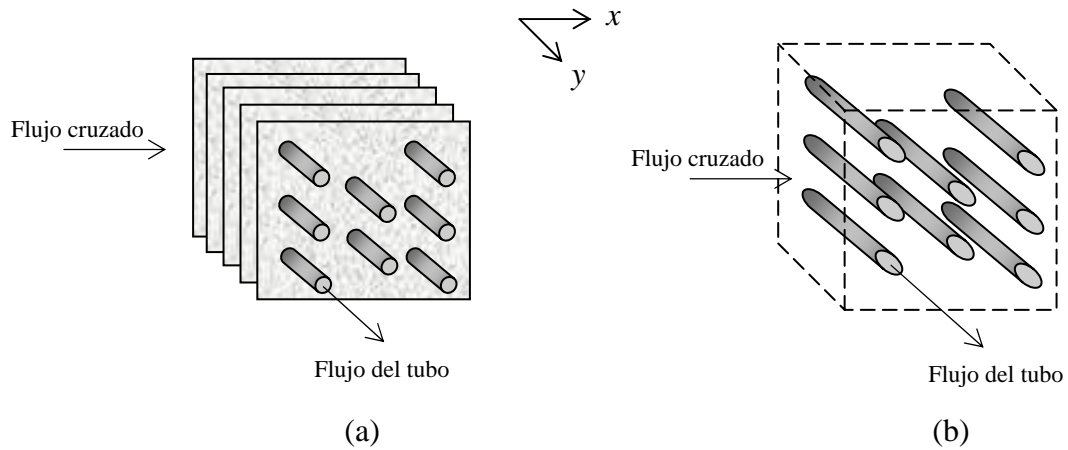
## 4) Arreglo en flujo: paralelo, contracorriente o flujo cruzado

Los intercambiadores de calor más sencillos son los concéntricos, por el tubo interno circula uno de los fluidos, mientras que el otro fluido circula por el espacio anular. Dependiendo del sentido de flujo, se clasifican en flujo paralelo o contracorriente, ambos arreglos son mostrados en la Fig. 2.3.



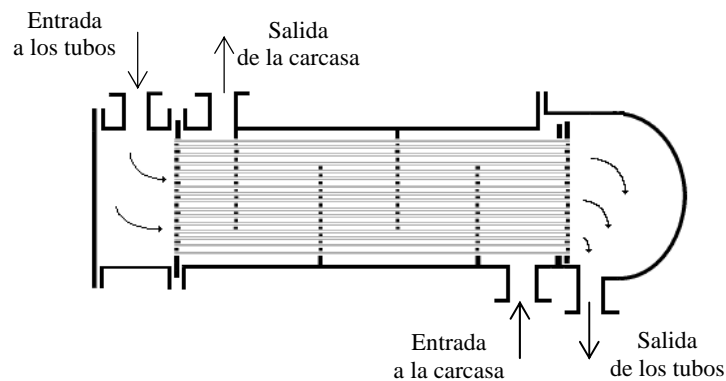
**Fig. 2.3** Intercambiadores de calor tubos concéntricos. (a) Flujo paralelo.  
(b) Contracorriente.

De manera alternativa a los intercambiadores de calor concéntricos, los fluidos se pueden mover en flujo cruzado (perpendiculares entre sí), llamándose así, intercambiadores de calor de flujo cruzado. La Fig. 2.4 (a) muestra un fluido que no está mezclado debido a que las aletas impiden el movimiento en la dirección  $y$ , que es transversal a la dirección del flujo principal  $x$ , en este tipo de configuración la temperatura del fluido varía con las direcciones  $x$  y  $y$ . En cambio la Fig. 2.4 (b) muestra un conjunto de tubos sin aletas, aquí si es posible el movimiento del fluido en la dirección transversal que en consecuencia es mezclado y las variaciones de temperatura se producen en la dirección del flujo principal  $x$ .



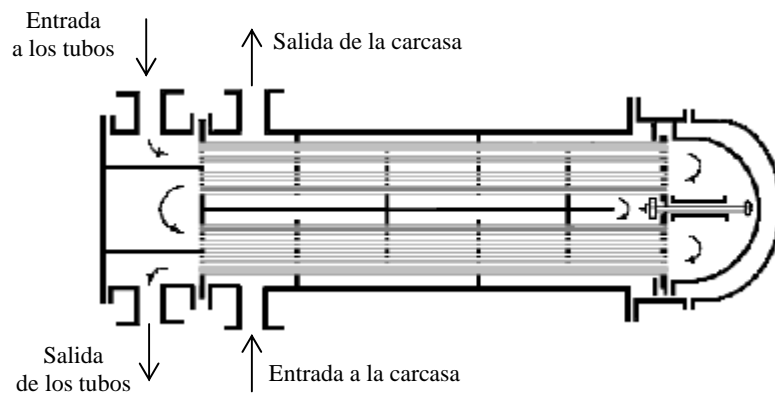
**Fig. 2.4** Intercambiadores de calor de flujo cruzado. (a) Con aletas y ambos fluidos sin mezclar. (b) Sin aletas con fluido mezclado y el otro sin mezclar.

La otra configuración muy común en intercambiadores de calor, es el de carcasa y tubos, estos equipos son ampliamente usados en enfriadoras. Las configuraciones difieren de acuerdo al número de pasos por tubos y carcasa, la forma más simple implica un solo paso por tubos y carcasa como se muestra en la Fig. 2.5. En estos intercambiadores normalmente se instalan deflectores (*baffles*) para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcasa.

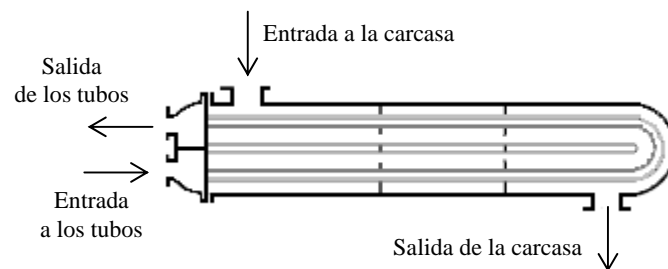


**Fig. 2.5** Intercambiador de calor de carcasa y tubos con un paso por la carcasa y un paso por tubos (modos de operación de contracorriente cruzado).

En la Fig. 2.6 se muestran otras dos configuraciones de intercambiadores de calor carcasa y tubos.



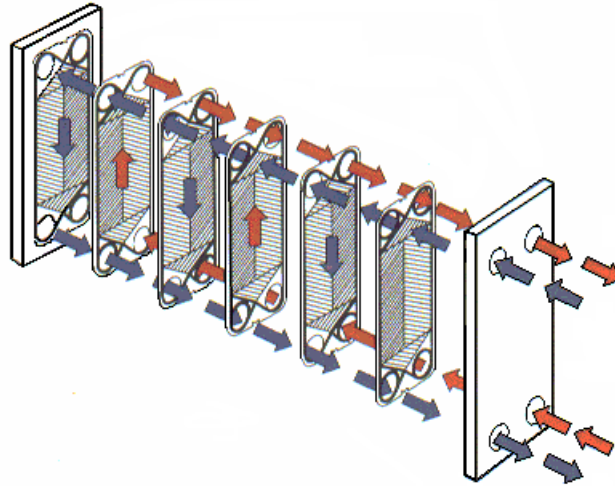
(a)



(b)

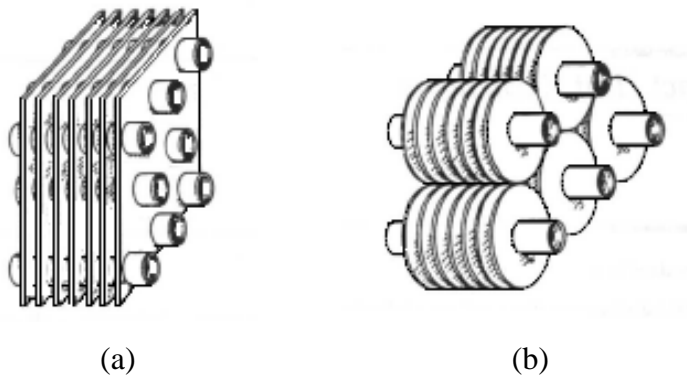
**Fig. 2.6** Intercambiadores de calor de carcasa y tubos. (a) Dos pasos por la carcasa y cuatro pasos por tubos. (b) Un paso por la carcasa y dos pasos por tubos.

Otra geometría muy común en los sistemas de compresión de vapor, son los intercambiadores de calor de placas, éstos son construidos con placas delgadas formando canales de flujo. Las corrientes de los fluidos son separadas por las placas (pueden ser lisas o corrugadas), las cuales son usadas para la transferencia del calor, como se ilustra en la Fig. 2.7.



**Fig. 2.7** Diagrama de las trayectorias de flujo en un intercambiador de placas.

Una clase especial de intercambiadores de calor es usada para conseguir un área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande (arriba de los  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ) [39]. Estos son llamados intercambiadores de calor compactos, los cuales tienen arreglos complejos de tubos con aletas o placas, se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas, en consecuencia se caracterizan por un coeficiente de convección pequeño. Los tubos pueden ser planos o circulares y las aletas pueden ser de placa o circular, ejemplo de estos se muestran en la Fig. 2.8.

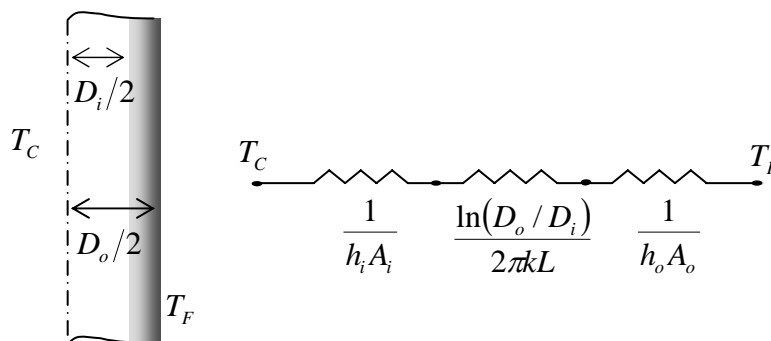


**Fig. 2.8** Cubiertas de intercambiadores de calor compactos. (a) Tubos con placas.  
(b) Tubos con aletas circulares.

Hasta el momento se han mencionado las configuraciones generales de los intercambiadores de calor, en el siguiente apartado se describirá fundamentalmente las metodologías más usuales para el análisis térmico de un intercambiador de calor. El análisis térmico se realiza con el objetivo de expresar la cantidad total de calor transferido del fluido caliente al fluido frío, en términos del coeficiente global de transferencia de calor, temperaturas de entrada o salida y la superficie de transferencia de calor. En este sentido destacan la diferencia de temperatura media logarítmica  $LMTD$ , y el método de eficiencia  $\varepsilon - NTU$ , como técnicas de análisis.

### 2.3.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor

Un parámetro muy importante en cualquier análisis térmico de intercambiadores, es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se puede definir en términos de una resistencia térmica total para la transferencia de calor de un fluido a otro, ya sea a través de una placa o de la pared de un tubo, siendo este último, el caso predominante. La Fig. 2.9 muestra la sección transversal de un tubo típico, así como el perfil de temperatura y el circuito térmico correspondiente.



**Fig. 2.9** Perfil de temperatura y circuito térmico.

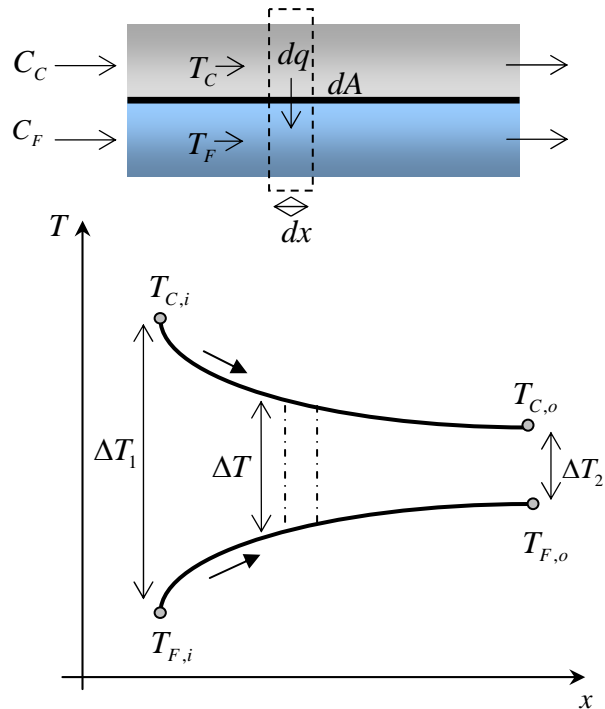
En libros de transferencia de calor se puede encontrar el análisis térmico a detalle de los intercambiadores [39], [40]. Para los intercambiadores sin aletas como los mostrados en las Fig. 2.3 a 2.6, y basándonos en el circuito térmico de la Fig. 2.9, el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene a partir de la ecuación:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.9)$$

Donde los subíndices *i* y *o* se refieren a las superficies interna y externa del tubo que se pueden exponer al fluido caliente o al fluido frío. Cuando un intercambiador de calor ha estado en operación durante un periodo largo de tiempo, a menudo las superficies quedan sujetas a la obstrucción debido a impurezas entre el fluido y el material de la pared, afectando de esta manera la transferencia de calor. Este efecto se trata mediante la implicación de una resistencia por ensuciamiento,  $R_f$ . Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío, de las resistencias de ensuciamiento y de los parámetros geométricos.

### 2.3.2.2 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Cuando se requiere analizar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, se deben agrupar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y la superficie total de transferencia. Para ejemplificar el análisis térmico, la Fig. 2.10 muestra la variación de las temperaturas caliente y fría asociadas a un intercambiador de calor de flujo paralelo.



**Fig. 2.10** Variación de temperatura a lo largo de un intercambiador de flujo paralelo.

De acuerdo a la Fig. 2.10, se puede apreciar que la diferencia de temperatura  $\Delta T$  para la transferencia de calor entre el fluido caliente y el frío varía a lo largo de todo el intercambiador, por lo que es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_m \quad (2.10)$$

Donde  $U$  [ $\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$ ], es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  [ $\text{m}^2$ ] es el área de transferencia de calor y  $\Delta T_m$ , es una diferencia media de temperatura apropiada entre ambas corrientes. Con objeto de determinar  $\Delta T_m$ , se considera un intercambiador de flujo paralelo, al realizar un balance de energía sobre el elemento diferencial mostrado en la Fig. 2.10 y tomando en cuenta las siguientes consideraciones: el intercambiador de calor está aislado en sus alrededores, la conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante, los cambios de energía potencial y cinética son despreciables, los calores específicos son constantes y el coeficiente global de transferencia de calor es constante, se pueden deducir las siguientes ecuaciones:

$$dq \equiv -C_c dT_c \quad (2.11)$$

$$dq \equiv C_f dT_f \quad (2.12)$$

Donde  $C_c$  y  $C_f$  [W/K] son las capacitancias térmicas de los flujos caliente y frío respectivamente. La transferencia de calor a través del área superficial,  $dA$ , también se puede expresar como:

$$dq = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (2.13)$$

Si se sustituyen las ecs. (2.11) y (2.12) en la ec. (2.13) e integrar a lo largo del intercambiador, se puede llegar a un arreglo algebraico representado por la ec. (2.14), ésta representa la diferencia de temperaturas promedio.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.14)$$

El análisis para los intercambiadores de calor en contracorriente se aplica la misma ecuación de  $\Delta T_m$ , pero únicamente observando la transferencia de calor entre las partes más calientes de los dos fluidos que se tienen en uno de los extremos, así como las partes más frías que se tiene en el otro extremo, para así poder determinar el cálculo de la variación de temperatura.

**Factor F:** El concepto de una diferencia media de temperatura apropiada entre las dos corrientes presenta ser sencilla, por tal motivo en el análisis térmico para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, se aplica una modificación a la ec. (2.10):

$$\dot{Q} = UA \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (2.15)$$

Donde se incluye la variable  $F$ , que es un factor de corrección al valor de  $\Delta T_m$  que se estima bajo la suposición de condiciones de flujo contracorriente. En la literatura abierta existen tablas donde es posible encontrar el valor de este factor acorde a la

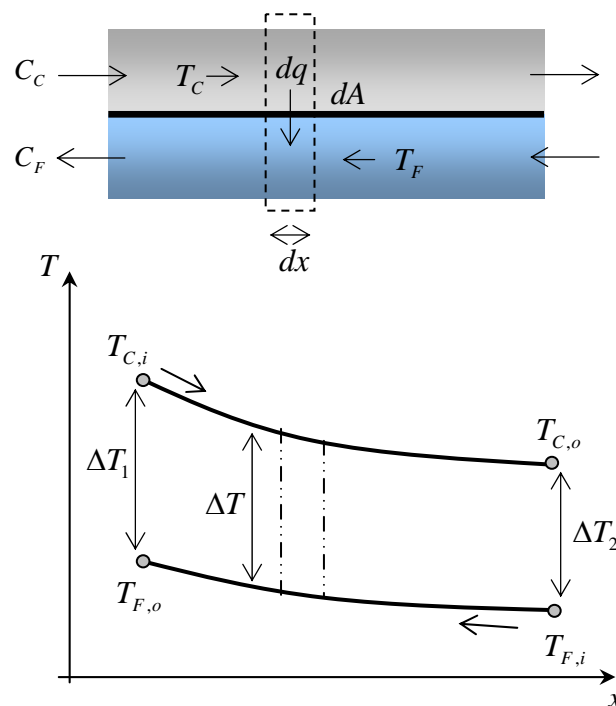


configuración que se tenga del intercambiador. El método de la diferencia de temperaturas media logarítmica es fácil de usar cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida del fluido, o se pueden conocer a través de balances de energía.

### 2.3.2.3 Método de eficiencia-NTU ( $\varepsilon - NTU$ )

El método de la diferencia de temperaturas media logarítmica es útil cuando se conocen las temperaturas de entrada del fluido y las temperaturas de salida se estiman con los balances correspondientes. Sin embargo, dependiendo de los datos conocidos al momento de aplicar *LMTD*, se puede llegar a requerir de un proceso iterativo. Por lo que en ocasiones es preferible aplicar otro método denominado eficiencia-NTU.

La eficiencia,  $\varepsilon$ , de un intercambiador compara la velocidad de transferencia térmica real, que es la absorbida por el fluido que se calienta, con la velocidad de transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente y de superficie infinita, como se indica en la Fig. 2.11.



**Fig. 2.11** Variación de temperatura a lo largo del intercambiador en contracorriente.

En el intercambiador de calor en contracorriente, uno de los fluidos experimentará la diferencia de temperaturas máxima posible,  $T_{C,i} - T_{F,i}$ , si la capacitancia térmica del fluido caliente es mayor que la del fluido frío  $C_F < C_C$ , el fluido frío experimentaría entonces el cambio más grande de temperatura, y si la longitud del intercambiador es infinita, el fluido frío se calentará a la temperatura de entrada del fluido caliente, por lo que se tiene la expresión:

$$\dot{Q}_{\max} = C_F (T_{C,i} - T_{F,i}) \quad (2.16)$$

Ahora bien, si el fluido caliente experimenta el cambio de temperatura más grande y se enfría a la temperatura de entrada del fluido frío,  $C_C < C_F$ , se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\max} = C_C (T_{C,i} - T_{F,i}) \quad (2.17)$$

Así que a partir de las ecuaciones anteriores se determina que la transferencia de calor máxima que se podría estimar mediante la ec. (2.18).

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{C,i} - T_{F,i}) \quad (2.18)$$

Donde  $C_{\min}$  será igual a la capacitancia menor que se tenga de ambos fluidos. Por lo que la eficiencia del intercambiador viene dada como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.19)$$

Si los fluidos no experimentan un cambio de fase y se suponen calores específicos constantes, se puede encontrar la transferencia de calor  $\dot{Q}$  que al sustituirla en la ec. (2.19) se obtiene cualquiera de las siguientes expresiones:

$$\varepsilon = \frac{C_C (T_{C,i} - T_{C,o})}{C_{\min} (T_{C,i} - T_{F,i})} \quad (2.20)$$

$$\varepsilon = \frac{C_F (T_{F,i} - T_{F,o})}{C_{\min} (T_{C,i} - T_{F,i})} \quad (2.21)$$

Por otro lado, la eficiencia de cualquier intercambiador se expresa como:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.22)$$

El número de unidades de transferencia  $NTU$ , es un parámetro adimensional y se da como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.23)$$

Actualmente existe una tendencia a preferir el método  $\varepsilon - NTU$  debido a que para un intercambiador y capacidades térmicas de flujo dados, la efectividad y el número de unidades de transferencia tienen un significado físico único.

En la bibliografía el modelado de los intercambiadores de calor se analiza según la funcionalidad de éstos, por ejemplo, en cuanto a evaporadores, Lee Kwan-Soo et al. [41] presenta un trabajo donde se analizan diferentes tipos de superficies extendidas (aletas) para una aplicación de refrigeración doméstica. Los autores utilizan el método de análisis térmico  $\varepsilon - NTU$ , la finalidad del análisis a través de la simulación es detectar la superficie aletada que presta mejores condiciones de desempeño energético, dando como resultado las *spine finned* bajo una validación del modelo con datos experimentales. Por otro lado, Hawlader et al. [22] muestra el desarrollo de un modelo para un sistema de evaporador de doble etapa, el cual es discretizado en pequeños volúmenes de control a través del método  $\varepsilon - NTU$ ; la capacidad del modelo para predecir el funcionamiento del componente estuvo validado de manera experimental. Las condiciones de salida del modelo son: el calor latente total y el grado de recalentamiento. La validación del modelo muestra una mejora en la recuperación de

calor de hasta un 30% en un sistema de evaporador de doble etapa sobre uno de simple etapa.

Para los condensadores, Bansal P.K. y Chin T.C. [42] muestran los resultados de analizar la transferencia de calor sobre un condensador de placas calientes para uso doméstico. El modelo es basado en el método de elemento finito junto con una combinación de correlaciones termodinámicas, validando el modelo en una instalación con R134a. Ge Y. y Cropper R. [43] desarrollan un modelo para un condensador de aletas enfriado por aire bajo un esquema de método distribuido, prediciendo variaciones en 3D tanto para el lado del aire como para el refrigerante; la estructura del modelo esta basada en la aplicación de balances de masa y energía para ambos fluidos. Emplean correlaciones conocidas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, la validación del modelo es usando R22 y R407C, y la aplicación está dirigida a la optimización y exploración de estrategias de control sobre las presiones de descarga en sistemas de refrigeración de supermercados.

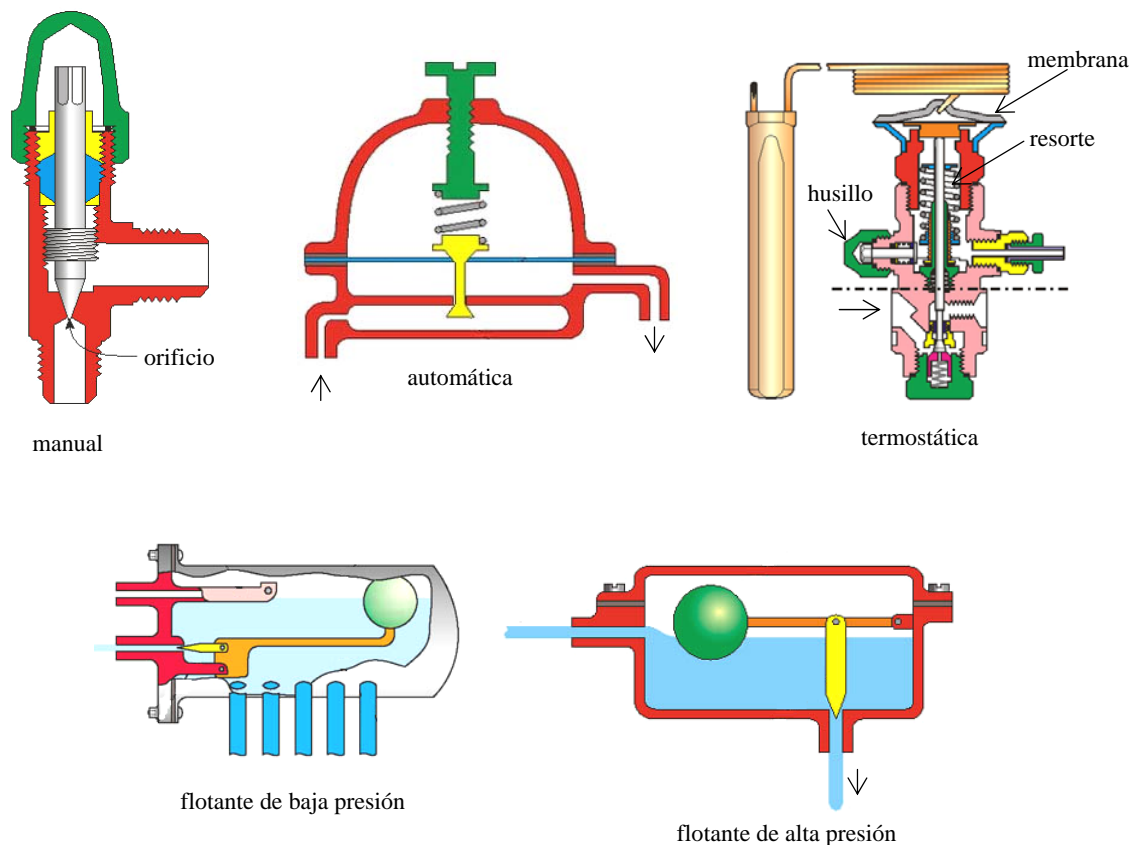
Algunas instalaciones de compresión de vapor cuentan con intercambiadores intermedios, también llamados de líquido-succión. Navarro-Esbrí et al [44] estudia la influencia de disponer de un intercambiador líquido-succión trabajando en un ciclo con R22, R134a y R407C. Realiza una comparación entre los datos experimentales y los resultados teóricos, concluyendo que es importante su consideración, que dependiendo de las condiciones de operación puede resultar positivo o negativo para la eficiencia global del sistema.

### **2.3.3 Dispositivo de expansión**

El propósito de un dispositivo de expansión en un sistema de refrigeración, es mantener la diferencia de presiones entre el lado de la presión más baja (evaporador) y el lado de la presión más alta (condensador) para un proceso de refrigeración accionado por un compresor. Otro propósito de este componente, es el de regular el flujo de refrigerante en combinación con la transferencia de calor en el evaporador. Si la transferencia de calor se incrementa en el evaporador, el flujo másico a través del evaporador deberá incrementar también [32]. La Fig. 2.12 ilustra varios tipos de dispositivos de expansión, los cuales se dividen en:

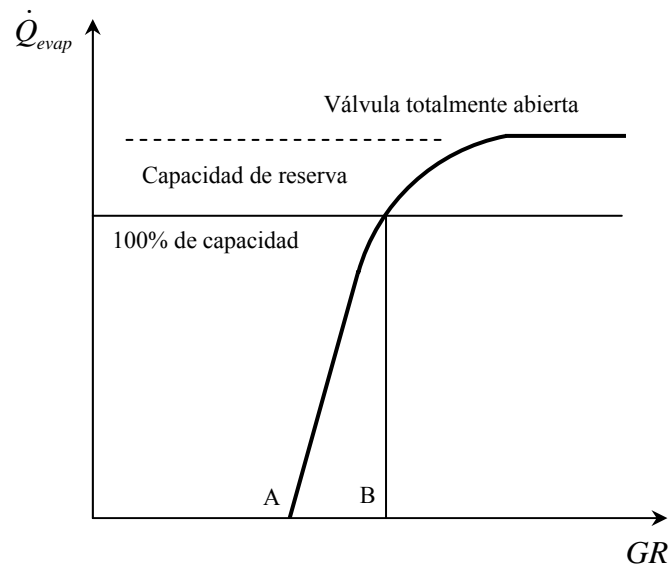
1. Válvula de expansión manual
2. Tubo capilar
3. Válvula de expansión automática
4. Válvula de expansión termostática
5. Válvula de expansión electrónica
6. Válvula flotante de baja presión
7. Válvula flotante de alta presión
8. Regulador de nivel constante

El tipo más común de dispositivo de expansión es la válvula de expansión termostática. El banco experimental de ensayos en el cual se hace referencia en esta tesis, funciona con una válvula de este tipo. Esta válvula lucha por mantener aproximadamente el mismo grado de recalentamiento en la línea de succión en todas las condiciones. De esta manera, el flujo másico a través del evaporador deberá variar en respuesta a los cambios de carga del evaporador. Si el compresor es parado no se censura grado de recalentamiento alguno, por lo que la válvula deberá cerrarse.



**Fig. 2.12** Dispositivos de expansión.

Los cambios en la carga del evaporador también afectan al grado de recalentamiento, si las cargas se incrementan, la válvula deberá abrir más y el resorte componente de este equipo, tiene que ser movido de su posición de equilibrio mediante ajuste del husillo. Una gran diferencia de presión sobre la membrana es necesaria y de esta manera el grado de recalentamiento  $GR$  tiende a incrementar. La Fig. 2.13 muestra la capacidad de refrigeración contra el grado de recalentamiento [32].



**Fig. 2.13** Capacidad de refrigeración vs grado de recalentamiento.

El punto A de la Fig. 2.13, representa el grado de recalentamiento estático (por lo general así viene de fábrica), este grado puede ser cambiado por ajuste del resorte que lleva la válvula. Este punto representa el grado de recalentamiento mínimo con el cual se abre la válvula. El grado de recalentamiento adicional necesario para abrir la válvula al tope de capacidad, es llamado grado de recalentamiento abierto, y está representado por la diferencia  $A-B$ . La suma del grado de recalentamiento estático y el abierto puede ser llamado grado de recalentamiento justo o máximo. Como se puede apreciar en la figura anterior, muchas válvulas son seleccionadas por tener una capacidad de reserva por encima del tope, esto puede usarse solamente a costa de un grado de recalentamiento muy grande. Si la válvula es completamente abierta y la carga del evaporador aún incrementa, el grado de recalentamiento incrementa rápidamente.

El proceso de expansión se da con gran rapidez en una válvula con pequeña área de transferencia de calor al ambiente, no existiendo prácticamente cesión de calor al refrigerante desde el exterior y, por tanto, puede considerarse un proceso adiabático. La válvula de expansión termostática en literatura abierta se modela por medio de una expansión isoentálpica:

$$h_{salida} = h_{entrada} \quad (2.24)$$

En el modelado de este tipo de dispositivos, Park Chasik et al. [45] analiza y modela una válvula de expansión electrónica a través de una correlación empírica para predecir el flujo másico. El desarrollo del modelo es sobre una modificación a la ecuación de orificio del dispositivo de expansión. La validación del modelo se efectúa comparándolo con los ensayos obtenidos, resultando ser satisfactorio el ajuste dentro de un rango del  $\pm 10\%$  de error.

En el apartado 2.3 hemos presentado de manera general los fundamentos físicos de los principales componentes, siendo inicialmente la base fundamental en el desarrollo del modelo físico. En la siguiente sección se comentarán algunos de los trabajos publicados en el campo del modelado físico de sistemas de compresión de vapor, y que han sido de interés para el conocimiento y aportación en el desarrollo y validación del modelo físico presentado en este trabajo doctoral.

## **2.4 Revisión de aportaciones (modelos físicos estacionarios globales)**

El desarrollo, aportación y fundamento de esta tesis, está orientado al uso de modelos físicos en los sistemas de compresión de vapor. El comprender el sentido físico que tiene cada componente, así como el sistema global, el control sobre el grado de complejidad y ajuste del modelo, lo simple y rápido en un proceso de cálculo y la adaptación a los cambios lentos del sistema, hacen que nos enfoquemos al estudio del modelado físico. Por otro lado, las aplicaciones que se pueden plantear van desde un

diseño, hasta una operación energética eficiente de la instalación, forman parte en la propuesta de un modelo físico estacionario en esta tesis doctoral.

Al igual que se analizan componentes aislados de un sistema de compresión de vapor, también existen trabajos publicados sobre la caracterización y entendimiento del comportamiento de la instalación global (con todos sus componentes). Como ejemplo, Cabello R. et al. [46] presenta el análisis de una serie de ensayos experimentales sobre el funcionamiento de una instalación de producción de frío usando R134a, R407C y R22, los autores analizan la influencia de las principales variables de operación en el desempeño energético de la instalación. Khan y Zubair [28] estructuran un modelo termodinámico que simula el ciclo de compresión de vapor, el enfoque de la simulación es predecir el desempeño del sistema bajo condiciones específicas de operación. La aplicación de correlaciones es fundamental en el desarrollo del modelo. Las aportaciones del modelo consisten en la predicción de la distribución de superficies de transferencia de calor en el evaporador y condensador; demuestran así que el modelo se puede usar como una herramienta en el diseño y análisis de sistemas de refrigeración.

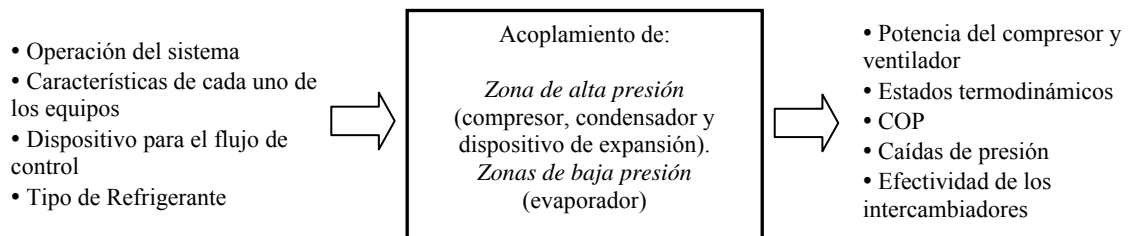
La bibliografía que existe sobre el modelado físico de sistemas de compresión de vapor globales, se ha venido desarrollando con más énfasis desde mediados de los años 70. Las primeras publicaciones en este campo tratan sobre el modelado simple de bombas de calor y enfriadoras, hasta llegar a sistemas más actuales como aire acondicionado en el caso particular de la automoción, sistemas domésticos y aplicaciones generales de la producción de frío basada en compresión de vapor, con distintas configuraciones, capacidades, componentes y usos.

A continuación se citan una serie de trabajos publicados que desde un punto de vista propio han sido de mayor interés, dando así la orientación y aportación al modelo físico estacionario desarrollado en esta tesis doctoral. Se trata de analizar y conceptualizar las distintas estructuras topológicas y conceptos físicos que aplican para su estudio respectivo.



### 2.4.1 Air-to-air heat pumps

Fischer S.K. y Rice C.K. [47] estructuran un modelo físico en el software Fortran IV, la aplicación fundamental del modelo esta orientada a la predicción estacionaria del funcionamiento de un ciclo convencional de compresión de vapor, o una bomba de calor aire-aire en los dos modos de operación. El modelo funciona como herramienta analítica en el diseño de bombas de calor, así como para el análisis y diagnóstico del funcionamiento del sistema, y en la simulación de aplicaciones académicas. El modelo es lo bastante robusto para permitir simulaciones diversas de acuerdo a los parámetros de entrada.



**Fig. 2.14** Estrategia de simulación del modelo *air-to-air heat pumps*.

La Fig. 2.14 muestra la variedad de parámetros que el usuario puede plantear en un diseño y evaluarlo con su respectiva simulación. Dependiendo de los parámetros de entrada, se realizan diversas estrategias de simulación para cada uno de los componentes, originando una estimación adecuada para el acoplamiento seleccionado por el usuario. La filosofía del modelo esta basada en fundamentos físicos y correlaciones empíricas, éstas lo bastante robustas para evitar limitaciones cuando se tengas condiciones fuera de rango. La estrategia o el procedimiento de cálculo está dividido en dos zonas: *alta presión*, en la cual se acopla el compresor, condensador y dispositivo de control de flujo; *baja presión*, acoplando al evaporador. Ambas zonas se evalúan por separado hasta que se cumplen los balances globales.

Para el **compresor** plantean dos formas básicas de caracterización, una orientada al uso de datos del fabricante (mapas de compresores), y la otra, basada en rendimientos (volumétrico y global) del componente. En cuanto a los dispositivos de expansión, el

modelo emplea correlaciones básicas para las configuraciones: tubo capilar, válvula de expansión y tubo corto. En los *intercambiadores de calor* se aplica el método  $\varepsilon - NTU$ . Se emplean correlaciones tradicionales para la estimación del coeficiente convectivo de transferencia de calor según sea el análisis.

En la Tabla 2.1 se muestran únicamente los fundamentos más notorios o distintos a los comentados en apartados anteriores, y que sirven para orientarnos o aportan al desarrollo de nuestro modelo. Lo interesante de esta bibliografía es retomar que los autores modelan la *válvula de expansión* bajo un modelo de carga seccional, influyendo una constante relacionada al área de orificio.

**Tabla 2.1** Fundamentos físicos y empíricos del *air-to-air heat pumps*.

<i>Componente</i>	<i>Fundamentos</i>
Válvula de expansión termostática	Modelo general de una carga seccional: $\dot{m}_{ref} = C_{txv} (\Delta T_{oper} - \Delta T_s) (\rho_r \Delta p_{txv})^{1/2}$

*Nomenclatura local:*

$\dot{m}_{ref}$	flujo másico a través de la válvula
$C_{txv}$	coeficiente de área del orificio
$\Delta T_{oper}$	grado de recalentamiento operacional
$\Delta T_s$	grado de recalentamiento estático
$\rho_r$	densidad del refrigerante
$\Delta p_{txv}$	caída de presión a través de la válvula

**Comentarios del modelo:** En términos generales el acoplamiento del modelado de los componentes es muy versátil. El usuario puede tener distintos escenarios de simulación, por lo que el desarrollo del modelo y su programación es una aplicación puramente al diseño y funcionamiento de componentes e instalaciones globales. Es un modelo basado en leyes físicas y correlaciones empíricas robustas, así pues el modelo global es una herramienta poderosa para predecir en estado estacionario el funcionamiento de la instalación bajo estudio. En la actualidad existen software en el

mercado con este tipo de enfoque, para el diseño y estimación de alguna condición de operación.

### **2.4.2 Analysis of vapour compression refrigeration**

Kiatsiroat T. y Na Thalang [48] presentan un modelo para un sistema de compresión de vapor usando un refrigerante alternativo; el modelo básicamente es usado para analizar la composición más adecuada del refrigerante. Las características de la instalación y consideraciones que los autores toman en cuenta para el modelado son:

- 1 Un **compresor alternativo** de tipo abierto de dos cilindros, durante los ensayos la velocidad del compresor se mantuvo constante. Los procesos de expansión y compresión se consideran politrópicos, para los cuales se manejan distintos valores de coeficientes politrópicos acorde a la fracción de masa  $x_{22}$  que se tenga para el refrigerante R22.
- 2 En los **intercambiadores de calor** la temperatura de la corriente del agua a la entrada está controlada mediante un termostato. Estos componentes se modelan bajo la metodología de análisis térmico  $\varepsilon - NTU$ , y el valor para el término  $UA$  para ambos intercambiadores es estimado experimentalmente a diferentes valores de la composición de refrigerante.
- 3 La **válvula de expansión termostática** es modelada bajo un proceso isoentálpico.
- 4 Hacen uso de una correlación empírica para la relación de compresión del vapor en función del flujo másico de refrigerante, temperatura y presión en la succión del compresor.

En la Tabla 2.2 hacemos referencia a la correlación empírica que es de interés desde el punto de vista del análisis en la dependencia con los parámetros involucrados.

**Tabla 2.2** Fundamentos físicos y empíricos del *analysis of vapour compression*.

<i>Componente</i>	<i>Fundamentos</i>
	Correlación para la relación de compresión:
Compresor	$\frac{\dot{m}_{ref} \cdot \sqrt{T_{suc}}}{P_{suc}} = f\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}}, \frac{N}{\sqrt{T_{suc}}}\right)$

*Nomenclatura local:*

- $\dot{m}_{ref}$  flujo másico circulante
- $T_{suc}$  temperatura en la succión del compresor
- $P_{suc}$  presión en la succión del compresor
- $P_{des}$  presión de descarga del compresor
- $N$  régimen de giro del compresor

**Comentarios del modelo:** primeramente lo que se rescata de este trabajo, es la aplicación de conceptos físicos fundamentales. El modelo realmente tiene una estructura de simulación lo bastante simple ya que también consideran valores constantes para los coeficientes de convección. La validación del modelo no presenta buenos resultados, y esto es justificado por la gran incertidumbre que se tiene en las correlaciones empíricas para la relación de compresión, estimadas experimentalmente con un error del  $\pm 15\%$ .

### 2.4.3 *Centrifugal liquid chillers*

Browne y Bansal [49] muestran el desarrollo de un modelo físico estacionario validado en tres distintas enfriadoras de tipo centrífugo. El modelo es basado en fundamentos físicos para los intercambiadores de calor y válvula de expansión y, en correlaciones empíricas para el análisis del compresor. El algoritmo del modelo está pensado con el fin de introducir únicamente datos conocidos por el ingeniero diseñador en este caso.

**Características y fundamentos del modelo:** el enfoque del modelo es para equipos comerciales de gran capacidad, los autores al momento de desarrollar el modelo han realizado las siguientes consideraciones:

Los *intercambiadores de calor* son de carcasa y tubo, el flujo másico que fluye a través de ellos se considera constante para propósitos de estado estable. Las caídas de presión en el condensador están consideradas en un 10% sobre la presión de saturación, mientras que para el evaporador se asume una caída de presión de un 5% sobre la presión de saturación. El análisis térmico empleado es el  $\varepsilon - NTU$ , con la incorporación de correlaciones conocidas para los coeficientes convectivos. También se incluyen las pérdidas o ganancias de calor con los alrededores, por último, las resistencias debido al ensuciamiento no son consideradas en el análisis para ambos intercambiadores de calor, por consideración de limpieza previa.

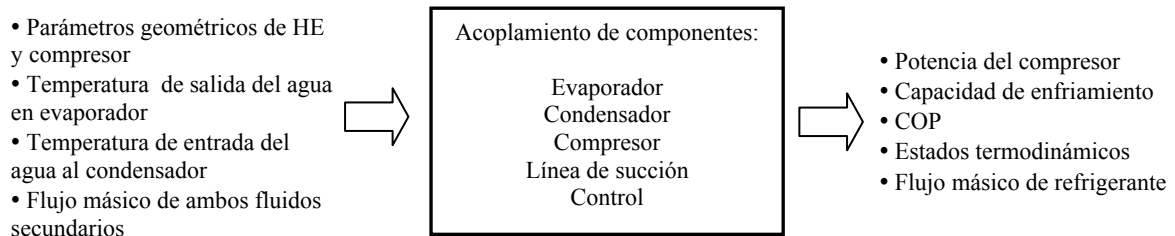
La *válvula de expansión* se modela bajo un proceso isoentálpico. Para efectos de simulación en las instalaciones que tienen compresor hermético, los autores consideran que un 5% del flujo másico de refrigerante es usado para propósitos de enfriamiento.

La *línea de succión* se considera ligeramente responsable del sobrecalentamiento del refrigerante, debido a que las paredes de la línea son más calientes que el refrigerante. El modelo simple de la línea considera caída de presión y en su estructura se usan correlaciones conocidas para los coeficientes de transferencia de calor.

El *compresor de tipo centrífugo* es analizado bajo fundamentos físicos y empíricos, el modelo se desarrolla de tal manera que sea posible tener distinta configuración de compresor funcionando en la instalación.

El *control de capacidad* para la enfriadora es el funcionamiento debido a una rotación de las aspas, las cuales se abren y cierran dependiendo de la temperatura de consigna. El control de capacidad es modelado como un proceso de estrangulamiento, para este análisis se considera determinar el grado de estrangulamiento basado en el punto de consigna.

**Estrategia de simulación:** el algoritmo del modelo está específicamente desarrollado para requerir ciertos parámetros de entrada, los cuales son datos conocidos por el ingeniero diseñador. La Fig. 2.15 muestra en forma simplificada la estrategia de simulación que emplearon.



**Fig. 2.15** Estrategia de simulación del modelo *centrifugal liquid chillers*.

La programación del modelo está realizada en el software EES. Los principales parámetros de salida del modelo son validados experimentalmente en las diversas instalaciones, obteniendo resultados de ajuste dentro de un  $\pm 10\%$  en la mayoría de los datos.

**Comentarios del modelo:** los autores proponen una caracterización simple bien fundamentada sobre conceptos físicos; la característica del modelo consiste en la flexibilidad de realizar simulaciones cuando la instalación cuenta con un compresor centrífugo abierto o un compresor hermético. Quizá haga falta tener una caracterización más completa de los intercambiadores de calor, con lo cual se tendría un mejor ajuste, aunado a esto, no se justifica las magnitudes de ciertos parámetros que se fijaron en ambos intercambiadores de calor como las caídas de presión. Pero en términos generales es un modelo simple el cual se emplea para realizar diversas simulaciones con resultados de instalaciones reales, aunque no se comenta sobre otra posible aplicación.

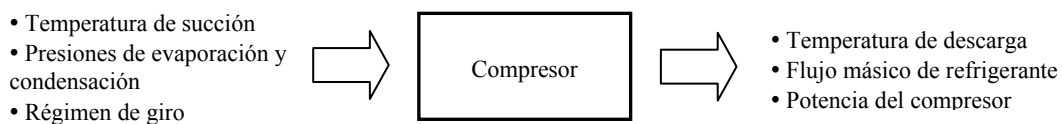
#### 2.4.4 *Refrigerating machine*

Haberschill P. et al. [50] desarrolla un modelo estacionario aplicado a una máquina de refrigeración que usa un refrigerante ternario como el R407C. El modelo está estructurado con un método para predecir la composición circulante de la mezcla.

El funcionamiento de la instalación es evaluado con este modelo, y también se realiza una comparación entre R22 y R407C.

**Características y fundamentos del modelo:** parte de la motivación del desarrollo de este modelo es dado por la investigación y uso de refrigerantes alternos que ayuden a aminorar los efectos dañinos al medio ambiente. El objetivo presentado por los autores se refiere a un mejor entendimiento acerca del funcionamiento de la máquina usando R407C como fluido de trabajo, al mismo tiempo el análisis llevado a cabo trata sobre la composición circulante y su influencia sobre los coeficientes de transferencia de calor. Prácticamente el modelo es basado en balances de masa y energía sobre cada uno de los componentes de la instalación.

La caracterización del *compresor alternativo* es basada en modelos tradicionales, el flujo de refrigerante es estimado considerando caídas de presión en las válvulas de succión y descarga, así como una compresión politrópica y transferencia de calor hacia los alrededores. El proceso de expansión a través de las válvulas es isoentálpico y la velocidad de rotación del compresor es constante e igual a la velocidad del motor sincronizado. Existen algunos parámetros difíciles de obtener por ecuaciones físicas básicas, por tal motivo, los autores proponen determinarlos de manera experimental, obteniendo correlaciones empíricas a través de un gran número de datos experimentales, estos parámetros son: el coeficiente politrópico interno, la relación de volúmenes, la potencia térmica relativa. Valores constantes para los factores de fricción en la succión y descarga. La Fig. 2.16 hace referencia de los parámetros de simulación involucrados en este componente.

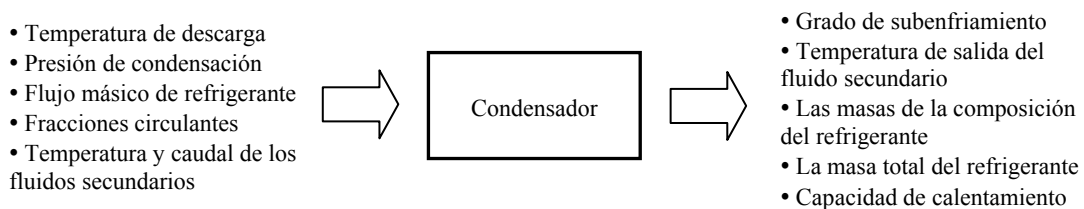


**Fig. 2.16** Módulo del compresor *refrigerating machine*.

Los *intercambiadores de calor* se modelan bajo los mismos fundamentos. Se analizan a través de la división de zonas de transferencia de calor, en donde las presiones de condensación y evaporación se consideran constantes en el análisis del componente. De igual manera, el flujo másico de refrigerante y los fluidos secundarios son constantes en todos los canales. En estos equipos se aplica un método de discretización, y como análisis térmico se emplea la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). Los autores emplean correlaciones conocidas para la estimación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor.



**Fig. 2.17** Módulo del evaporador *refrigerating machine*.



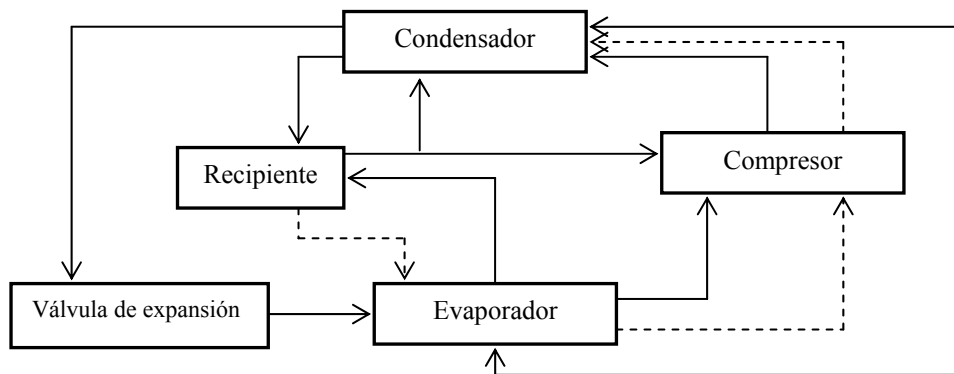
**Fig. 2.18** Módulo del condensador *refrigerating machine*.

En cuanto a la *válvula de expansión electrónica*, gracias a su comando algorítmico permite mantener fijo un grado de recalentamiento, de tal manera que para el modelo estacionario se consideró que el grado de recalentamiento tenga un valor constante.

**Estrategia de simulación:** la estructura de la simulación está construida en forma de módulos correspondientes a cada uno de los equipos. Estos módulos son acoplados entre sí, dando un flujo de parámetros de entrada y salida para cada equipo



respecto al anterior o siguiente. De manera simple en la Fig. 2.19 se ilustra la forma conceptual del acoplamiento del modelo, las flechas punteadas indican la fracción de masa circulante, mientras que las otras indican propiedades que son de entrada para unos equipos y salidas para otros. Se aprecia que existe una relación entre ambos intercambiadores de calor, esto debido al balance de masa que se tiene que cumplir en el sistema.



**Fig. 2.19** Acoplamiento del modelo *refrigerating machine*.

Para comenzar el proceso de simulación los autores fijan valores iniciales de la composición circulante. El sistema de ecuaciones no lineales es resuelto usando el software Esacap, en donde por cada iteración las propiedades locales del R407C son determinadas. El proceso de cálculo se repite hasta que las presiones de trabajo son alcanzadas, y la presión de evaporación es ajustada hasta que el grado de recalentamiento es igual al impuesto por la válvula electrónica de expansión. Por otro lado, la presión de condensación es modificada hasta que la masa total del refrigerante estimada, sea igual a la masa cargada en la máquina.

La Tabla 2.3 muestra algunos de los conceptos físicos del análisis del compresor que han propuesto los autores. De lo cual rescatamos como análisis enriquecedor las correlaciones empíricas para el coeficiente politrópico interno y relación de volúmenes.

**Tabla 2.3** Fundamentos básicos generales del *refrigerating machine*.

<i>Componente</i>	<i>Fundamentos</i>
Compresor	Caída de presión en la válvula de succión:
	$p_{1,comp} = p_e - C_{suc} \frac{v_{2,e} \dot{m}_{ref}^2}{2z^2}$
	Expansión isoentálpica en la válvula de succión:
	$h_{1,comp} = h_{2,e}$
	Potencia de compresión:
	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_{1,c} - h_{2,e}) - \dot{Q}_{amb}$
	Coefficiente politrópico interno y relación de volúmenes:
$k_{int} = (c_1 \cdot T_{suc} + c_2) \cdot rP^{c_3}$	
$C_{vol} = c_4 \cdot rP^{c_5}$	
Potencia térmica relativa:	
$q = c_6 \cdot rP^{c_7}$	

*Nomenclatura local:*

$C_{vol}$	relación de volúmenes
$C_{suc}$	factor de fricción en la válvula de succión
$c_i$	constantes experimentales
$\phi$	fracción de vacío
$rP$	relación de presiones
$p_e$	presión de evaporación
$z$	número de Mach

**Comentarios del modelo:** los autores desarrollan un buen fundamento en la descomposición de la mezcla zeotrópica como modelo; en cuanto a la caracterización del compresor, el autor lo realiza de forma detallada basándose en leyes físicas y empíricas. Por otro lado, aquí se incluye el análisis de las fugas del refrigerante sobre el desempeño de la instalación.

### 2.4.5 *Screw liquid chillers*

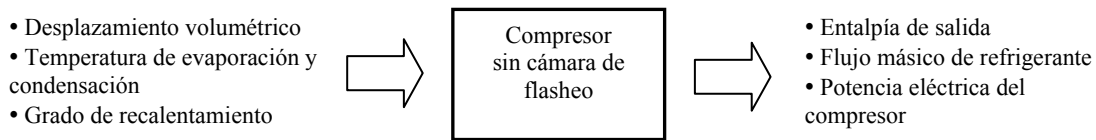
Fu Long et al. [51] expone una caracterización para predecir el funcionamiento de una enfriadora por agua en un rango amplio de condiciones de operación y configuración de parámetros. El modelo tiene la flexibilidad de tener entre sus componentes una cámara de flasheo. La estructura del modelo se basa en la construcción de submodelos para cada uno de los componentes y su respectivo acoplamiento a través de un método de secuencia modular y sustitución sucesiva, de esta manera dar paso al proceso de simulación. Una vez validado el modelo con distintas enfriadoras, los autores proponen la aplicación del modelo en el análisis de sensibilidad cuando el sistema funciona con la cámara de flasheo.

**Características y fundamentos del modelo:** el modelo global tiene dos características particulares: 1) la flexibilidad del modelo para que el compresor pueda operar con o sin cámara de flasheo y, 2) el proceso de simulación del sistema mediante una combinación de métodos en los cuales los submodelos son tratados como módulos independientes, con lo cual se realiza más sencilla la simulación. El modelo está basado en las siguientes consideraciones:

- 1 Equipamiento flexible de la instalación para trabajar con o sin cámara de flasheo, por lo que el desplazamiento del compresor es la suma de las etapas del compresor, y las características de la válvula electrónica de expansión son constantes.
- 2 El flujo de refrigerante es el mismo a la salida como a la entrada de cada uno de los equipos.
- 3 Las caídas de presión son despreciables en ambos intercambiadores.
- 4 La transferencia de calor entre la carcasa del intercambiador y el medio ambiente es despreciable.
- 5 Los intercambiadores de calor se aproximan a un arreglo en flujo contracorriente.

El modelo del *compresor* esta relacionado con la configuración del circuito frigorífico que se utilice. El proceso del vapor refrigerante a través del compresor es simplificado por uno politrópico, para el estudio los autores consideran un valor

constante del exponente en 1.13. E cuanto al rendimiento volumétrico, el autor acude a correlaciones empíricas usadas por otros autores. Por otro lado, se consideran valores constantes para las eficiencias indicada, del motor y mecánica, de 0.8, 0.85 y 0.95 respectivamente. Las Fig. 2.20 y 2.21 ejemplifican el proceso de simulación de la flexibilidad del equipo.

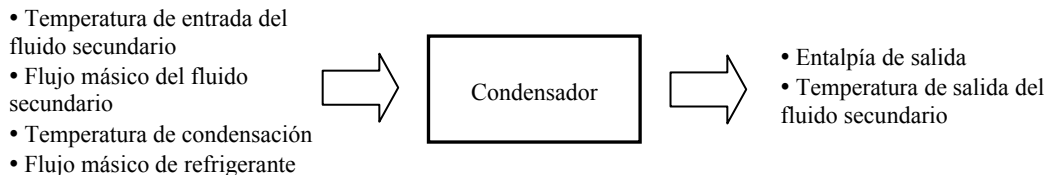


**Fig. 2.20** Submodelo del compresor sin cámara de flasheo del *screw liquid chiller*.



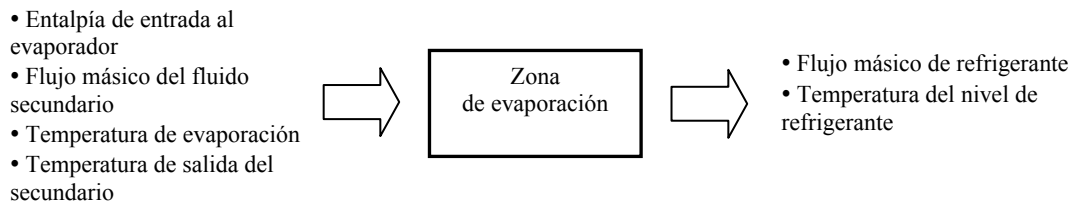
**Fig. 2.21** Submodelo del compresor con cámara de flasheo del *screw liquid chiller*.

En el *condensador* la temperatura de la pared es normalmente más baja que la temperatura de condensación en todo el trayecto, por lo que el autor decide analizar el componente en una sola fase. Los balances de masa y energía se aplican para el modelo así como el método LMTD. En ambos intercambiadores de calor el objetivo es fijar dos parámetros básicos para el sistema de simulación, ya sean entradas o salidas, que por medio del algoritmo del sistema de simulación se puedan estimar al mismo tiempo. La magnitud del subenfriamiento en la superficie de condensación se considera por el autor en un valor menor que 1.1°C. Cuando en una simulación se obtiene un valor mayor a esta magnitud, se fija el subenfriamiento en 1.1°C y se procede a realizar de nuevo el cálculo respectivo.

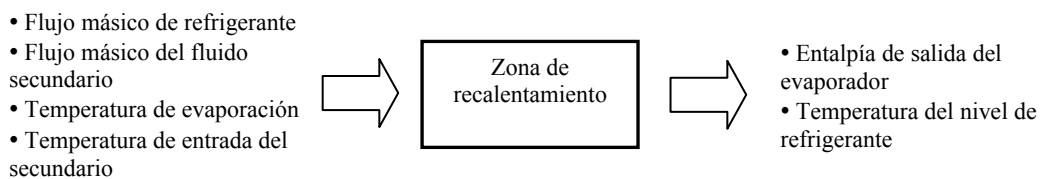


**Fig. 2.22** Submodelo del condensador del *screw liquid chiller*.

La caracterización del *evaporador* se basa en la división de zonas: evaporación y recalentamiento. Al igual que en el condensador se aplican conceptos físicos y el método LMTD como análisis térmico. La Fig. 2.23 muestra de una manera simple el esquema de simulación en ambas zonas de transferencia.



(a)



(b)

**Fig. 2.23** Submodelo del evaporador del *screw liquid chiller*.

(a) Zona de evaporación. (b) Zona de recalentamiento.

**Estrategia de simulación:** prácticamente el sistema de simulación esta basado en el acoplamiento de los diferentes submodelos (componentes). La simulación sigue el sentido en el que fluye el refrigerante a través del circuito frigorífico, basado en el método de secuencia modular. En otras palabras, a través de ciertos parámetros iniciales como: temperatura de condensación, temperatura de evaporación y grado de recalentamiento, se alcanzan las condiciones en los balances de masa y energía; a través de los bucles que se forman, y con el fin de ajustar estos parámetros se realiza una sustitución sucesiva en donde se determina el estado final.

El modelo es validado en siete arreglos distintos de enfriadoras. Los ensayos se realizaron considerando el estudio correspondiente a la apertura de la válvula de expansión en un rango determinado, y esto debido a la dificultad de conocer un valor para la constante característica de la válvula. De tal manera se originó un análisis sobre el comportamiento de la instalación relacionado con la capacidad de enfriamiento y potencia eléctrica del compresor.

La aplicación del modelo está enfocada a discutir la influencia de la cámara de flasheo y la posición de la segunda etapa de succión del compresor sobre el funcionamiento global de la instalación, dando como resultado el aparente incremento en la capacidad de enfriamiento por añadir la cámara de flasheo, al mismo tiempo que el trabajo eléctrico del compresor también incrementa. La Tabla 2.4 representa algunos de los fundamentos físicos de interés.

**Tabla 2.4** Fundamentos básicos generales del *screw liquid chiller*.

<i>Componente</i>	<i>Fundamentos básicos</i>
	Eficiencia volumétrica: $\eta_v = 0.95 - 0.0125 \frac{P_{des}}{P_{succ}}$
Compresor sin cámara de flasheo	Potencia eléctrica total: $\dot{W}_{elec} = \frac{\dot{m}_{in,comp} (h_{out} - h_{in})}{\eta_i \eta_{mo} \eta_{me}}$

**Tabla 2.4** Fundamentos básicos generales del *screw liquid chiller*. Continuación.

	Presión interna de compresión:
	$P_i = P_{succ} (\eta_{v1} C_1)^k$
	Eficiencia volumétrica en etapa 1:
Compresor con cámara de flasheo	$\eta_{v1} = 1.0125 - 0.0125 \frac{P_i}{P_{succ}}$
	Presión del refrigerante después de la carga adicional
	$P_{adc} = P_i + (P_{mid} - P_i) \zeta$
Válvula de expansión	Flujo másico a través de la válvula:
	$\dot{m}_{val} = C_{val} \sqrt{\rho_{in} \Delta p}$

*Nomenclatura local:*

$C_1$	razón volumétrica
$C_{val}$	constante característica de la válvula
$\eta_i$	eficiencia indicada del compresor
$\eta_{me}$	eficiencia mecánica del compresor
$\eta_{mo}$	eficiencia del motor-compresor
$\dot{m}_{in,comp}$	flujo másico de refrigerante en la succión del compresor
$\zeta$	coeficiente de pérdidas por presión

**Comentarios del modelo:** el modelo en general abarca los fundamentos físicos necesarios para el análisis, sin embargo, el autor usa valores constantes en diversos parámetros del modelo, como: eficiencias en el compresor, grado de subenfriamiento, coeficiente de convección natural, y los parámetros en las correlaciones para estimación de los coeficientes de transferencia de calor. Estos parámetros usados como valores constantes pueden tener alguna desviación al momento de predecir el funcionamiento de la instalación, no se justifica de manera clara el porque usar estos valores. Por otro lado, lo que resulta más interesante es la estrategia simple de simulación es emplear un acoplamiento modular de los componentes, con esto logrando la convergencia del sistema de ecuaciones.

#### 2.4.6 *Automotive air conditioning system*

Saiz Jabardo et al. [52] desarrolla un modelo aplicado para la simulación de un sistema de aire acondicionado de automóvil, usando como refrigerante el R134a. El sistema incluye un compresor de capacidad variable, una válvula termostática añadida al evaporador y un micro canal paralelo al flujo del condensador. La simulación está enfocada en analizar el funcionamiento del sistema debido a las variaciones de los parámetros operacionales como: velocidad del compresor, temperatura del aire de retorno en el evaporador y temperatura del aire en el condensador.

**Características y fundamentos del modelo:** la aplicación del modelo en la industria automotriz se fundamenta con los avances tecnológicos importantes en la última década. Uno de ellos es la capacidad variable del compresor alternativo, mientras que otro, es el flujo paralelo en micro canales de aluminio en el condensador. Ambos aspectos son considerados oportunos en el desarrollo del modelo. Dentro de la caracterización de los componentes, el compresor y la válvula de expansión termostática son parcialmente basados en datos proporcionados por el fabricante.

Para llevar a cabo el desarrollo y validación del modelo, los autores tienen un *banco experimental*. El banco experimental está formado por tres circuitos: frigorífico, enfriamiento de aire (evaporador) y el circuito del condensador. El funcionamiento del ciclo de refrigeración se evalúa bajo los siguientes parámetros: capacidad de enfriamiento, calor rechazado, potencia de compresión y coeficiente de funcionamiento.

El control en la capacidad del *compresor* opera a través de una válvula, la cual es accionada por la presión de descarga con el fin de mantener la temperatura de evaporación constante bajo cualquier carga térmica del sistema. El modelo de eficiencia volumétrica se basa a través de un procedimiento de prueba y error, obteniendo así valores para el exponente politrópico y para el volumen muerto los cuales se toman como constantes en el proceso de simulación.

Los *intercambiadores de calor* se aproximan de manera similar desde el punto de vista del modelado. Ambos son divididos en regiones asociadas a la fase del refrigerante. Para cada región, el coeficiente convectivo de transferencia de calor global



es evaluado, considerando que la resistencia térmica debido a la conducción de la pared, por contacto y ensuciamiento es despreciable. La eficiencia de las aletas es evaluada bajo las siguientes configuraciones:

- Condensador: recto, aletas de sección rectangular
- Evaporador: aletas de plato con un área circular equivalente

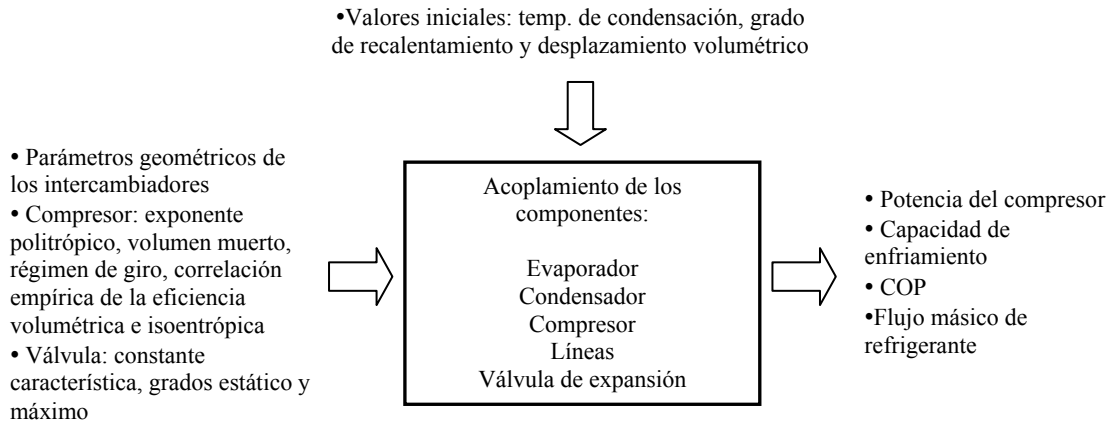
El desempeño térmico de los intercambiadores de calor es evaluado mediante el método  $\varepsilon - NTU$ , y se usan correlaciones tradicionales para la evaluación de los coeficientes de convección.

La **válvula de expansión termostática** es caracterizada como un orificio a través del cual el líquido es expandido desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación.

En cuanto a las **líneas conectoras y mangueras**, se consideran las caídas de presión y transferencia de calor en la estructura del modelo. La temperatura del aire externo se considera constante a lo largo de la línea. Para la evaluación térmica de estos componentes se hace uso del método de diferencia de temperatura media logarítmica.

**Estrategia de simulación:** el modelo matemático desarrollado para el sistema de aire acondicionado constituye un sistema de ecuaciones no lineales, el cual es escrito en el software EES. El método de solución involucra un procedimiento de prueba y error. La Fig. 2.24 ilustra la estrategia de simulación general del modelo, involucrando los parámetros de entrada así como valores iniciales de algunas variables. Los parámetros resultantes representan el comportamiento general del sistema de aire acondicionado.

La Tabla 2.5 muestra los fundamentos físicos más representativos para el enriquecimiento de nuestro modelo, haciendo notar la caracterización realizada en la válvula de expansión.



**Fig. 2.24** Estrategia de simulación del modelo *automotive air conditioning system*.

**Tabla 2.5** Fundamentos básicos generales del *automotive air conditioning system*.

<i>Componente</i>	<i>Fundamentos</i>
Compresor	Ajuste en la presión de succión: $p_{comp,s} = A - C(p_{comp,d} - B)$
	Caída de presión: $p_{cc,e} = p_{comp,s} + \Delta p_{linea,succ}$
	Eficiencia isoentrópica: $\eta_s = A_o - A_1 N$
Válvula de expansión	Constante característica: $k_A = \frac{\dot{m}_{cat \log o}}{\sqrt{\rho \Delta p}}$
	$k_A = A_v + B_v T_{evap}$
	Flujo másico de refrigerante: $\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{cat} \frac{\Delta T_{actual} - \Delta T_{estatico}}{\Delta T_{max} - \Delta T_{estatico}}$

*Nomenclatura local:*

- $A$       valor constante de 270 kPa
- $A_v$      valor constante de  $5.637 \times 10^{-5}$
- $A_o$      valor constante de 0.84

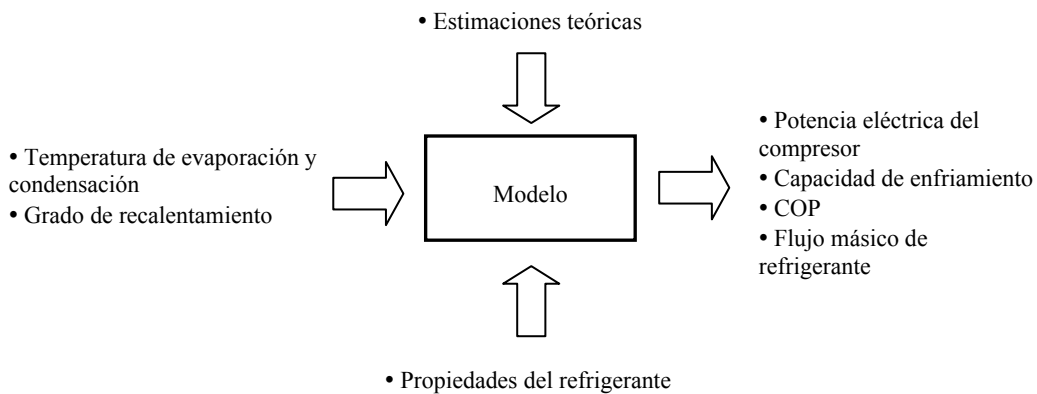
$A_1$	valor constante de $-4.11 \times 10^{-5}$
$B$	valor constante de 1000 kPa
$B_v$	valor constante de $1.358 \times 10^{-7}$
$C$	fracción de volumen con magnitud de 0.05
$\Delta T$	grado de recalentamiento
$\dot{m}_{cat}$	flujo másico evaluado con datos de catálogo
$N$	régimen de giro
$P_{cc,e}$	presión a la salida del refrigerante en evaporador
$P_{comp,d}$	presión en la descarga del compresor
$P_{comp,s}$	presión en la succión del compresor

**Comentarios del modelo:** el desarrollo del modelo se estructura con el fin de simular el comportamiento del sistema de aire acondicionado; los modelos físicos que se han empleado en los distintos equipos tienen un fundamento físico claro, abarcando un mayor entendimiento en la válvula de expansión. A pesar de tener aparentemente una buena estructura física, el modelo se desvía considerablemente respecto a la parte experimental.

#### 2.4.7 Vapour compression plant

Cabello R. et al. [53] propone un modelo basado en el conocimiento físico de los componentes, así como en correlaciones empíricas y paramétricas. Los datos de entrada corresponden a parámetros de operación de la instalación. El enfoque del modelo se centra en analizar la influencia de los principales parámetros de operación sobre el funcionamiento energético de la instalación usando para esto R134a, R407C y R22 como fluidos de trabajo. La validación del modelo se realiza con datos experimentales en un amplio rango de condiciones de operación, mostrando desviaciones inferiores al 10% en la mayoría de los datos, para los principales parámetros energéticos de la instalación.

**Características y fundamentos del modelo:** el sistema se considera que opera en estado estable y que el flujo de refrigerante saliendo de un componente es el mismo al entrar al siguiente. Las expresiones se basan en balances de masa y energía, y sobre fundamentos termodinámicos del ciclo, completando las ecuaciones con correlaciones empíricas experimentales o datos provenientes de catálogo. Los parámetros energéticos son modelados en función de tres variables básicas de operación: temperatura de evaporación y condensación, y el grado de recalentamiento como se muestra en el esquema de la Fig. 2.25.



**Fig. 2.25** Estrategia de simulación del modelo *vapour compression plant*.

En la Tabla 2.6 se muestran las expresiones que son de interés y que pueden orientar en el desarrollo del modelo físico de esta tesis doctoral.

**Tabla 2.6** Fundamentos básicos generales del *vapour compression plant*.

<i>Parámetro energético</i>	<i>Fundamentos</i>
	Flujo másico en función de la eficiencia volumétrica:
Flujo másico de refrigerante	$\dot{m}_{ref} = \frac{\left[ a - b \left( \frac{P_{cond}}{P_{evap} - \sum_{i=0}^2 \Delta P_i \cdot T_{evap}^i} \right) \right] \cdot V_G \cdot N}{\sum_{i=0}^3 \left( v_{sv\_i} \cdot T_{evap}^i + GR \cdot v_{GRi} \cdot T_{evap}^i \right)}$

**Tabla 2.6** Fundamentos básicos generales del *vapour compression plant*. Continuación.

---

	$q_o = h_{sv}(T_{evap}) - h_{s1}(T_{cond}) + \Delta h_{sub} + \Delta h_{RU}$
Potencia de enfriamiento	$h_{sv}(T_{evap}) = \sum_{i=0}^2 h_{sv\_i} \cdot T_{evap}^i$
	$h_{s1}(T_{cond}) = \sum_{j=0}^2 h_{s1\_j} \cdot T_{cond}^j$
	$\Delta h_{sub} = c_{pL} \cdot T_{cond} \cdot GST$
	<hr/>
Potencia eléctrica del compresor	$P_c = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot w_{th}}{\eta_G}$
	$w_{th} = \frac{p_{suc} \cdot v_{suc}}{1-n} \left[ \left( \frac{p_{cond}}{p_{suc}} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right]$

---

*Nomenclatura local:*

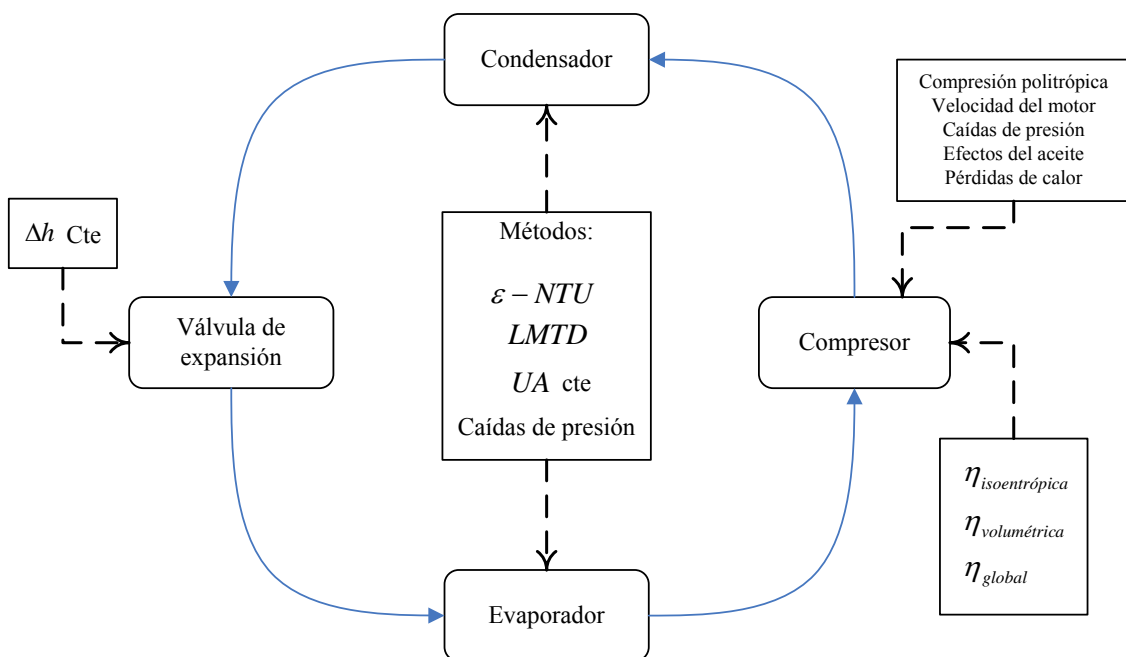
$a$	constante
$b$	constante
$c_{pL}$	capacidad de calor específica
$\eta_G$	eficiencia global
$GR$	grado de recalentamiento
$GST$	grado de subenfriamiento total
$h_{sv}$	entalpía zona de saturación
$N$	régimen de giro
$n$	exponente politrópico
$V_G$	volumen barrido
$w_{th}$	trabajo teórico del compresor

**Comentarios del modelo:** el modelo presenta diferentes estimaciones teóricas basadas experimentalmente, lo que lo hace un modelo exclusivo para la instalación bajo estudio. Las predicciones del modelo respecto a las medidas de forma experimental, realizan el análisis debido a la comparación de los distintos refrigerantes. En términos generales el modelo predice con buena aproximación para la mayoría de los datos con los distintos refrigerantes.

En este apartado, hemos comentado los trabajos encontrados en la bibliografía más representativos bajo el contexto de modelado global de sistemas de compresión de vapor, en condiciones estacionarias. Esta revisión nos ha servido para orientarnos en el desarrollo de nuestro modelo, tomar algunas de las consideraciones pertinentes y la caracterización efectuada en los distintos componentes. Además, la forma de construir la estrategia de simulación y acoplamiento que usan algunos de los autores nos plantean un panorama para realizar nuestra propia estrategia y acoplamiento.

## 2.5 Filosofía general del modelado en los sistemas de compresión de vapor

En base a todas las revisiones realizadas hasta el momento, podemos concluir que la filosofía del modelado en los sistemas de compresión de vapor se puede resumir en la Fig. 2.26. El esquema representa un ciclo formado por los componentes básicos, en cada uno de los cuales se aplican distintas metodologías o formas de caracterizarlos. Un proceso matemático de solución y una programación en un software específico, engloban la filosofía del modelado en estos sistemas, a fin de obtener una solución para los parámetros más representativos en las instalaciones de producción de frío y climatización.



**Fig. 2.26** Filosofía del modelado en los sistemas de compresión de vapor.

También queda claro que todo modelo debe tener ciertas características particulares para su evaluación, como puede ser su simplicidad o complejidad, generalidad, grado alto de aproximación, tipos o cantidad de parámetros de entrada, etc. Ding Guo-liang [54] realiza una recopilación histórica sobre las simulaciones, tipos de modelos, métodos, técnicas y perspectivas en el campo de la refrigeración por compresión de vapor.

## **2.6 Aplicaciones del modelado en los sistemas de compresión de vapor**

En el desarrollo de modelos físicos, ya sean estacionarios o dinámicos, por lo general se elaboran para un caso específico, encaminados hacia la simulación de los parámetros característicos, hacia el diseño de componentes o hacia la optimización energética, entre otras aplicaciones. En esta sección repasaremos de manera general los trabajos revisados sobre aplicaciones del modelado de sistemas de compresión de vapor.

### **2.6.1 Diseño de componentes y simulación de sistemas**

En este campo de aplicación se busca entender el funcionamiento de los componentes o de una instalación global, bajo ciertas condiciones de operación. Los modelos desarrollados en esta aplicación originan la realización de simulaciones con parámetros característicos o de diseño, dando así una simulación sobre el comportamiento del sistema. Los resultados extraídos son la base para mejorar el diseño de los componentes que originen comportamientos más eficientes bajo las condiciones de operación requeridas. Gran parte de los modelos encontrados en esta aplicación están encaminados a la construcción gráfica de un software que sea capaz, bajo ciertas condiciones de entrada, simular el comportamiento de la instalación y ver cuales son las condiciones óptimas de operación para diseñar o mejorar el funcionamiento.

En base a la problemática existente de las condiciones fuera de diseño (*off-design*) que presentan los sistemas de refrigeración, Davis G.L. y Scott T.C. [55] desarrollan un modelo analítico basado en fundamentos físicos para predecir el comportamiento del sistema en un rango amplio de condiciones de operación. Los

parámetros a estimar son: rendimiento de la instalación, capacidad de refrigeración y flujo másico del refrigerante. Aquí resaltamos que el modelo desarrollado para el compresor es lo bastante complejo en el sentido del análisis y desglose. Por otro lado, los intercambiadores de calor los modelan dividiéndolos en zonas asociadas a la fase del refrigerante. Por lo tanto, el modelo proporciona al diseñador la capacidad y rapidez de analizar condiciones fuera de diseño, así como la selección de componentes y los efectos por usar diferentes refrigerantes.

Por ejemplo, en el diseño de intercambiadores de calor carcasa y tubos Kara Y.A. y Güraras O. [56] proponen un código computacional bajo un grupo de parámetros característicos del componente. El programa determina las dimensiones globales de la carcasa, paquete de tubos y una superficie óptima de transferencia de calor. El modelo está basado en la metodología LMTD, junto con aplicaciones de correlaciones tradicionales para los coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión.

Linares y Moratilla [57] desarrollan una herramienta informática con la cual se diseña y predice la operación de bombas de calor. La estructura del modelado abarca en detalle la instalación, simplificando la representación del local a climatizar mediante un coeficiente global de transferencia de calor constante. La validación experimental cumple con los objetivos planteados y permite tanto el diseño como la simulación en ciertas condiciones de operación de la bomba de calor.

Un software que encontramos para simular sistemas de compresión de vapor enfocado a la enseñanza académica en el campo de la refrigeración es presentado por Sieres J. y Fernández-Seara [58]. Este software permite construir un sistema por el propio usuario, analizando de esta manera la influencia de los distintos parámetros o impactos por usar distintos refrigerantes o componentes, presentando una interfaz gráfica para estos análisis. Beyene et al. [59] modela y simula enfriadoras convencionales usando el software DOE2, obteniendo así valores sobre el comportamiento y comparando resultados con diferentes tipos de enfriadoras.



### 2.6.2 Optimización energética de sistemas

La operación energéticamente ineficiente de los sistemas de refrigeración, provoca que los investigadores desarrollen estrategias a través de la identificación de parámetros característicos propios de cualquier instalación, los cuales ayuden a mejorar el funcionamiento de la instalación. De tal manera, hacer más eficiente el proceso de refrigeración reflejando un ahorro energético y económico. Esto se puede lograr por medio de una serie de simulaciones que ayuden a encontrar ese punto óptimo de operación de la instalación. Además, en este campo también se aplican los modelos para optimizar componentes desde un punto de vista económico, ya sea buscando diseños que ahorren costos sin modificar la calidad o condiciones de prestación de la instalación.

Ng K.C. et al. [60] estructura un modelo termodinámico simple para el análisis y diagnóstico del funcionamiento de una enfriadora. La caracterización de la enfriadora es por ajuste de tres parámetros con un significado físico: generación de entropía interna, resistencia térmica en el intercambiador de calor y pérdidas de calor. Los autores realizan una comparación entre la parte teórica y la experimental, para establecer las condiciones de operación óptimas de la enfriadora frente a los cambios de operación. El modelo es capaz de estimar los valores de la capacidad de enfriamiento que hacen maximizar el COP.

Manske Kyle [61] enfoca su investigación al modelado y operación de un sistema de compresión de vapor usando amoníaco. El modelo está validado con datos experimentales usados para identificar alternativas de diseño y técnicas de operación, que permitan un funcionamiento óptimo del sistema. Siendo de gran importancia la identificación de parámetros clave del sistema que lleven a tener un consumo energético mínimo y mejoras en el funcionamiento.

En la bibliografía también hemos encontrado trabajos relacionados a la reducción de costos por parte de material mediante una adecuada optimización, tal es el caso de Bansal y Chin [62] modelan y validan un condensador de alambre y tubo comúnmente usado en los sistemas de refrigeración doméstica. La simulación del modelo está desarrollada usando elementos finitos y una aproximación variable de la conductancia. La base del modelo son fundamentos físicos y correlaciones tradicionales

para los coeficientes de transferencia de calor. La capacidad del condensador por unidad de peso, estuvo optimizada usando una variedad de alambres, diámetros y arreglos (distancias entre alambres), usando un factor de optimización para esta capacidad. La aplicación de este factor permite mejorar el diseño en un 3% de ganancia en la capacidad del condensador y en un 6% en reducir el peso del condensador.

Sanaye y Malekmohammadi [63] desarrollan un método para el óptimo diseño térmico y económico de unidades de aire acondicionado bajo sistemas de compresión de vapor. El objetivo del estudio es realizar un cambio de variables, parámetros económicos, número de grados de libertad y una nueva función objetivo llamada costo equivalente de enfriamiento. Esta función es minimizada por el método de multiplicadores de Lagrange. Las caracterizaciones de cada uno de los componentes del sistema son en base a fundamentos físicos, y los porcentajes que se obtienen como resultado de las variaciones en temperaturas de evaporación y condensación, son muy satisfactorios en el mejoramiento del consumo energético.

En aplicaciones de optimización termoeconómica de sistemas de refrigeración, encontramos a Selbas R. et al. [64] un modelo basado en análisis exergético y aplicado a dos parámetros del sistema: grado de enfriamiento y recalentamiento. Bajo este mismo contexto también mencionamos a Özkaymak Mehmet [65] manejando superficies óptimas en los intercambiadores de calor y óptimos grados de recalentamiento y subenfriamiento, obtenidos bajo distintas condiciones de operación. El método termoeconómico estructural es el fundamento de la metodología que emplea el autor.

Sawalha Samer [66] realiza un estudio sobre el funcionamiento de un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub>, La temperatura requerida de productos a acondicionar y condiciones ambientales son datos de frontera del sistema. Los cálculos están centrados en el diseño de sistemas y optimización de su funcionamiento, los parámetros involucrados en el sistema de optimización son: tamaño de las tuberías, presión de alta para el modo transcrito, presión intermedia y una relación de circulación para el CO<sub>2</sub>. Su resultado refleja que usando un sistema de doble etapa de compresión, se obtiene un incremento de 5 al 22% en el COP.

### 2.6.3 Control de sistemas

Actualmente la tendencia en comparaciones sobre métodos de control en condiciones parciales o a carga máxima, muestran que la variación de velocidad es una de las técnicas más eficientes, Qureshi y Tassou [67] realizan una revisión de la aplicación de un control en la velocidad variable a sistemas de refrigeración, obteniendo como resultado que la tecnología del inversor de velocidad variable del compresor, ofrece un importante potencial de ahorro energético.

Continuando con esta metodología de control, Aprea C. et al. [68] determina un controlador difuso capaz de regular la velocidad del compresor afectando al consumo eléctrico. El algoritmo del control difuso está acoplado para la comparación de dos parámetros: la temperatura del aire en el espacio refrigerado y la temperatura de consigna. El resultado indica un ahorro energético significativo del 13% usando al algoritmo de la velocidad del compresor, basado sobre la lógica difusa en comparación con el control termostático.

Una alternativa de solución para reducir el consumo energético en un sistema de refrigeración industrial es propuesto por Buzelin L.O.S. et al. [69], este sistema de control se adapta a un sistema de refrigeración tradicional incluyendo un invertidor de frecuencia y el novedoso control *power-law* trabajando en un lazo cerrado. El análisis realizado se debió a la comparación de ambos sistemas: *on-off* y lazo cerrado, concluyendo que en un periodo de 24 horas bajo las mismas condiciones de operación se consigue un ahorro de 35.24% sobre el control tradicional, la característica del control *power-law* es su pequeña variación que presenta a lo largo de la operación del sistema. Por otro lado, Chan K.T. y Yu F.W. [70] demuestran la necesidad de desarrollar un control de temperatura de condensación como alternativa al control de presión superior (*head pressure*). El ahorro energético por descenso de la temperatura de condensación en condiciones de cargas parciales es valorado, llegando a resultar un ahorro energético de 18.2 y 29% en el consumo total anual.

Al hablar de métodos para minimizar el costo energético de una enfriadora, se pueden realizar a través de contar con un óptimo control. Flake B.A. [71] en su investigación desarrolla un modelo de aproximación general que incluye: 1) modelos

paramétricos o empíricos que representen el funcionamiento del sistema y, 2) sometiendo al sistema a un algoritmo de optimización. Aplicando diversos métodos de estimación de parámetros y control de optimización, cada uno de ellos es validado con datos experimentales simulando condiciones de operación. El resultado es encontrar el mejor método de control que disminuyan en costo energético y al mismo tiempo económico.

#### **2.6.4 Análisis y detección de anomalías**

Se trata de una metodología que en los últimos años ha aparecido en el campo de la refrigeración como herramienta auxiliar para detectar, identificar y corregir posibles fallos en sistemas de compresión de vapor. Aquí se ve involucrado el buen funcionamiento de la instalación, su eficiencia energética e impactos ambientales. La metodología en general engloba los siguientes sistemas: proceso de supervisión (observaciones), indicadores de funcionamiento (basado en los fundamentos del modelo) y una clasificación (detección, diagnóstico y evaluación del fallo).

McIntosh I.B.D. [72] basa su investigación en la metodología de detección y diagnóstico de fallos (FDD) para determinar cuando y donde ocurren problemas en una enfriadora de tipo centrífugo, aunado a esto una adecuada implementación *online* en el sentido operacional. La metodología está estructurada en tres etapas: 1) en el modelado se usa una combinación de balances de masa y energía, propiedades del fluido así como características geométricas para establecer relaciones físicas; 2) sobre las técnicas de simulación usando regresiones generales de redes neuronales; 3) la metodología para detectar los fallos correspondiente a una comparación entre condiciones esperadas y reales manejando errores residuales. Por ejemplo, Riemer P.L. [73] propone en su investigación un mejoramiento sobre las técnicas de FDD considerando como técnica el análisis en series de tiempo. Esto da como resultando un incremento en la detección de fallos y su rápida capacidad de diagnóstico.

Bing Yu et al. [74] conceptualiza un modelo general para encontrar las causas de degradación de la eficiencia energética para un sistema HVAC. El concepto de modelo comprende tres lazos: 1) proceso del modelo basado en niveles jerárquicos (balances

globales de energía en el edificio, modelos dinámicos del cuarto o espacio a acondicionar basados en balances de energía y, modelos físicos de los componentes del HVAC); 2) la parametrización es importante en los niveles de modelos globales para la generalización del modelado y esta deber ser realizada automáticamente accediendo a las bases del diseño; 3) la regulación del modelo general ajustada a la técnica de identificar los parámetros de FDD. La validación del modelo ofrece resultados muy satisfactorios.

Navarro-Esbrí et al. [75] propone una técnica de detección de fugas de fluido refrigerante basada en un sistema de redundancia analítica, para esto utiliza un algoritmo dinámico adaptativo. La técnica es utilizada en una instalación real con éxito, no solo por detectar fugas en funcionamiento estacionario, sino también en los transitorios debido a las características inherentemente dinámicas del algoritmo propuesto.

## **2.7 Conclusiones del capítulo**

En este capítulo se ha revisado el modelado de los sistemas de compresión de vapor, ya sea por componentes o por sistemas globales. Dentro del campo del modelado se definieron los modelos físicos y los empíricos o de caja negra. Nuestra atención se ha centrado en los modelos físicos estacionarios, dando hincapié en los fundamentos físicos más generales de los componentes que se involucran en un sistema de compresión de vapor. Parte fundamental de este capítulo ha sido la revisión de aportaciones en el modelado físico estacionario de sistemas globales, así como la aplicación de los modelos en las distintas áreas de desarrollo.

En base a lo visto en este capítulo, podemos decir que un sistema de refrigeración por compresión de vapor, como cualquier otro sistema físico, es un sistema complejo. Por lo que para el desarrollo de un modelo físico es indispensable conocer una cierta cantidad de características que permitan definir el comportamiento del sistema.

De acuerdo a las revisiones en el campo del modelado físico estacionario de sistemas de compresión de vapor, la aportación de la presente tesis doctoral está encaminada al desarrollo y validación de un modelo físico, que se base en datos fácilmente obtenibles en este tipo de instalaciones, y que sirvan para su mejora en el comportamiento energético. Para esto, el modelo físico tiene que poseer ciertas características:

- Topología específica en la estructura y funcionamiento del modelo.
- Rapidez en la convergencia del sistema de ecuaciones.
- Predicción de los datos energéticos en un margen de fiabilidad aceptable.
- Robustez para predecir el comportamiento de la instalación en un rango amplio de operación.
- Que sirva de plataforma para aplicación en la simulación energética.

La caracterización de los componentes se hará de la manera más amplia y enriquecedora posible, basándose en las revisiones citadas a lo largo del capítulo. Así, en el siguiente capítulo se explicará con detalle la caracterización efectuada en cada uno de los componentes para lograr la estructura de un modelo físico global.

## Descripción del modelo físico estacionario

---

### 3.1 Objetivos

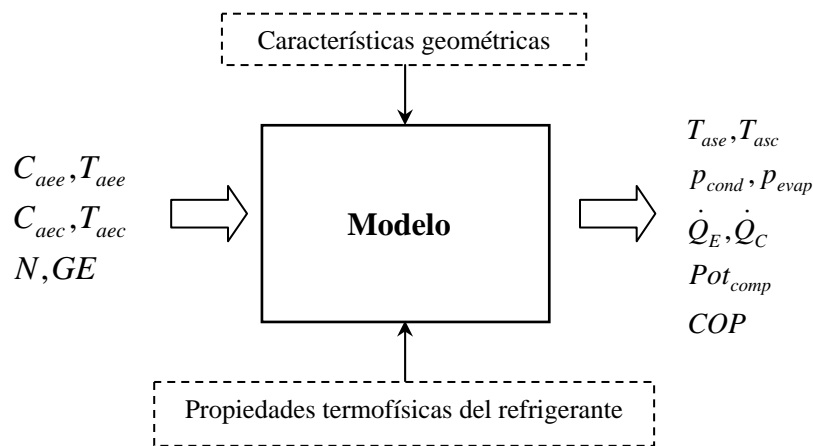
Considerando el contenido del capítulo anterior sobre la existencia de distintos tipos de modelos aplicados a sistemas de producción de frío por compresión de vapor, en este capítulo vamos a describir con detalle la topología planteada en el modelo físico estacionario propuesto en el presente trabajo doctoral y las principales ecuaciones del mismo.

La filosofía del modelo está basada en expresiones matemáticas originadas a partir del conocimiento de los fundamentos físicos, esto junto con la incorporación de correlaciones empíricas establecidas a partir de ensayos experimentales, y algunas otras, a través del conocimiento de datos proporcionados por el fabricante en los catálogos.

El propósito del modelo físico estacionario presentado aquí, está encaminado al uso de parámetros de entrada que son de “fácil” acceso por parte del usuario en la mayoría de las instalaciones, con el fin de analizar y evaluar aquellos parámetros que influyen en el comportamiento energético de la instalación. La Fig. 3.1 representa el objetivo general y particular del modelo, por un lado se consideran los parámetros de entrada al modelo: caudales y temperaturas de entrada de los fluidos secundarios, así como el régimen de giro del compresor y el grado de recalentamiento estático; por otro lado, el modelo debe estimar: presiones de funcionamiento, temperaturas de salida de los fluidos secundarios, capacidades, potencia consumida y eficiencia energética de la instalación.

Las expresiones matemáticas establecidas durante la caracterización de cada uno de los componentes se han programado en el software EES “*Engineering Equation Solver*” [76], el cual incluye subrutinas para la estimación de propiedades de transporte y termodinámicas de varios fluidos. La forma sencilla de estructurar y escribir el sistema de ecuaciones no lineales junto con una rápida convergencia, resultado de un adecuado acoplamiento en el sistema de ecuaciones, ha sido la razón de hacer uso de este software para el desarrollo del modelo.

El resto del capítulo se organiza como sigue, la sección 3.2 presenta los aspectos generales del modelo. En la sección 3.3 se describe una topología general orientada al proceso de simulación. Después en las secciones siguientes, se describe con detalle la caracterización de cada uno de los componentes que forman parte del sistema. Por último, en el apartado 3.9 se comenta el acoplamiento de los modelos individuales, para dar como resultado un modelo físico estacionario global de la instalación bajo los argumentos de la Fig. 3.1.



**Fig. 3.1** Planteamiento del modelo físico global.

### 3.2 Aspectos generales del modelo

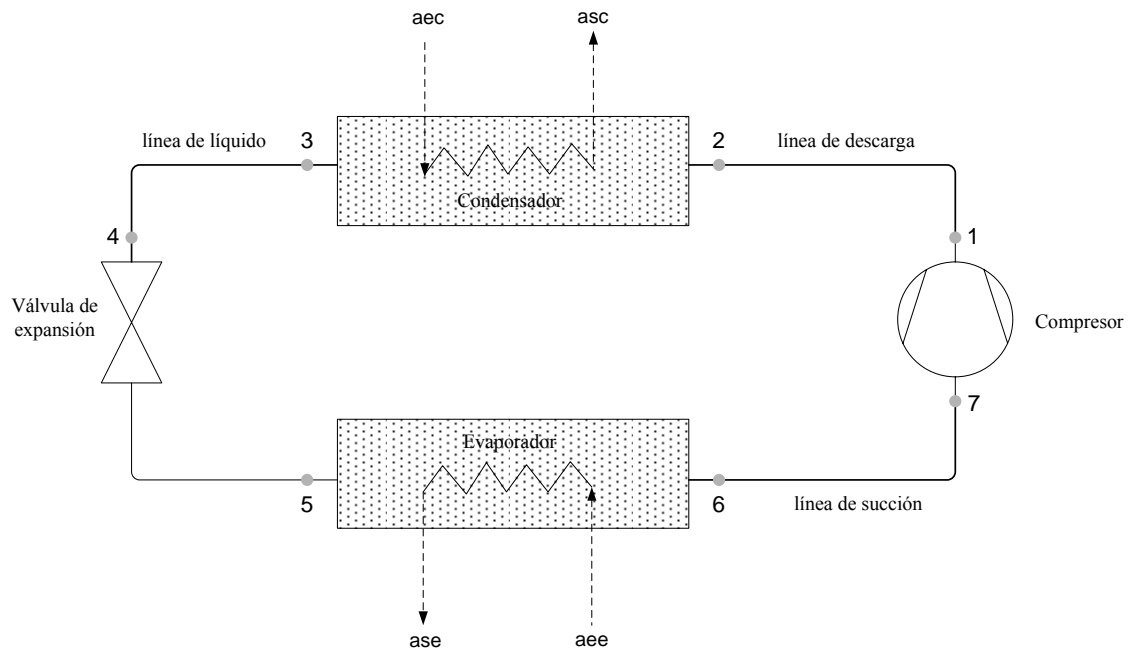
Es necesario tener conocimiento de las condiciones generales que se involucran en el desarrollo de nuestro modelo, y que por supuesto influyen en el comportamiento



del sistema. De tal manera, en el modelo físico estacionario presentado en este capítulo se han considerado inicialmente los siguientes aspectos:

- La instalación o el banco experimental bajo estudio se simplifica como esquema en la Fig. 3.2, donde se representan los estados termodinámicos que se consideran para los análisis requeridos. Se observa que los estados indican entradas y salidas de los componentes.
- De acuerdo al punto anterior y gracias a la instrumentación adecuada que tiene la instalación, las presiones y temperaturas son medidas en cada estado termodinámico.
- La presencia del lubricante en el refrigerante es ignorado para los cálculos de las diversas propiedades termodinámicas.
- La magnitud del flujo másico de refrigerante que circula por el circuito de compresión de vapor se considera constante.
- El banco experimental trabaja con fluidos secundarios en los intercambiadores de calor, para el condensador se usa agua de la red mientras que para el evaporador se utiliza una mezcla de agua y glicol al 50%.
- El fluido de trabajo que utiliza el banco experimental es el R134a.
- El evaporador se encuentra aislado, mientras que el condensador está expuesto al ambiente.
- Por simplicidad, se considera que no existen pérdidas de carga en el sistema.

El esquema de la Fig. 3.2 representa el ciclo simple de compresión de vapor. Allí se aprecian los cuatro componentes principales unidos a través de las diferentes líneas. En los intercambiadores de calor se dibuja la iteración con los fluidos secundarios.



**Fig. 3.2** Esquema simple del sistema de compresión de vapor.

### 3.3 Topología planteada en el desarrollo del modelado

La topología general para lograr el desarrollo del modelo físico global presentado en este trabajo doctoral considera varios aspectos:

- 1) Instrumentación completa de la instalación experimental
- 2) Utilización del software EES para el modelado y simulación del sistema
- 3) Modelado físico de cada componente del ciclo
- 4) Estrategia de simulación para cada bloque
- 5) Control y acoplamiento de cada modelo (submodelo)

Persiguiendo el desarrollo de un modelo físico estacionario para un ciclo de compresión de vapor resulta obvia la necesidad de caracterizar cada componente que conforma el sistema. Contamos con una instalación totalmente instrumentada, por lo tanto, es posible realizar una validación “local” si fuera necesario de cada modelo, esto con el objetivo de ver el ajuste que tiene la caracterización planteada. La programación y simulación en el software seleccionado nos permite dar un seguimiento en la

estimación de cada uno de los parámetros involucrados, logrando así un acoplamiento óptimo entre el sistema de ecuaciones.

Cada uno de los modelos desarrollados para los componentes presentados en este capítulo los vamos a identificar como “bloques” para la realización de las estrategias de simulación. De esta manera indicamos la iteración de parámetros de entrada y la obtención de parámetros de salida a través del acoplamiento en el sistema de ecuaciones que caracterizan al componente. Lo que se representa en el interior de cada bloque está enfocado al proceso iterativo, que estructuramos idealmente durante el proceso de simulación. Esta topología nos ayuda de manera auxiliar para validar “localmente” cada uno de nuestros modelos con datos experimentales. En caso de ser requerido, se aplica un ajuste o se cambia de enfoque físico para lograr una mejor caracterización del proceso que buscamos representar. Una vez establecida la estrategia de simulación por componentes, se acoplan cada uno de los bloques para construir el modelo físico estacionario global.

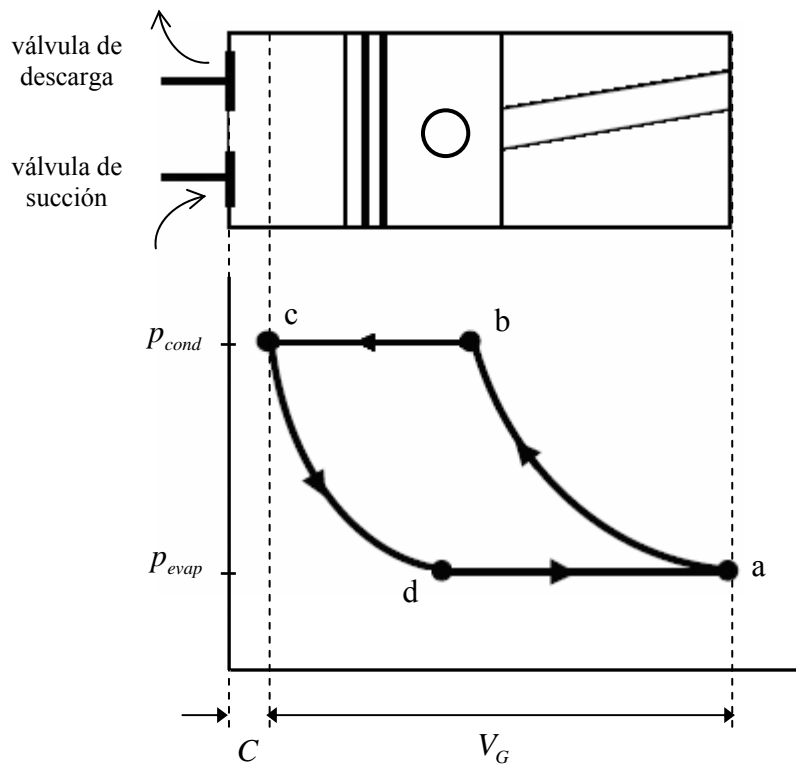
### **3.4 Modelo del compresor**

En la literatura existen distintas aproximaciones para modelar compresores alternativos, en libros de termodinámica [77] encontramos modelos simples, donde frecuentemente consideran un compresor adiabático y donde las ineficiencias son consideradas por definición de un rendimiento isoentrópico. Existen también modelos más detallados que consideran las transferencias de calor internas y pérdidas de calor al ambiente [35].

La caracterización que necesitamos del compresor va encaminada a predecir en un rango amplio de condiciones de operación los principales parámetros involucrados, estos son: flujo másico, eficiencia combinada o global, consumo energético, etc. El desarrollo del modelo se fundamenta en conceptos físicos y correlaciones empíricas auxiliares. La caracterización de nuestro compresor se realiza bajo un análisis de los rendimientos volumétrico y combinado [78], siendo estos presentados en lo que sigue.

### 3.4.1 Flujo másico trasegado

Un parámetro importante para caracterizar el compresor es el flujo másico del refrigerante que pasa a través de él. Para predecir el flujo trasegado en un compresor alternativo se tiene la referencia del modelo conocido de eficiencia volumétrica presentado por McQuiston and Parker [34], el cual es considerado en nuestro análisis como concepto. La eficiencia volumétrica está definida como la relación del flujo másico de refrigerante respecto al flujo másico teórico posible del compresor. El flujo másico teórico se obtiene a partir del flujo volumétrico teórico, siendo este el volumen físico desplazado de los cilindros del compresor por unidad de tiempo (suponiendo condiciones de aspiración).



**Fig. 3.3** Diagrama de compresión de un compresor alternativo.

De acuerdo con el diagrama indicado en la Fig. 3.3, el flujo másico teórico se puede representar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{ref,th} = \frac{(V_a - V_c)}{v_{suc}} \quad (3.1)$$

De igual manera, el flujo másico real viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ref,a} = \frac{(V_a - V_d)}{v_a} \quad (3.2)$$

Consecuentemente, la eficiencia volumétrica se expresa bajo la siguiente expresión:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref,a}}{\dot{m}_{ref,th}} = \frac{(V_a - V_d) \cdot v_{suc}}{(V_a - V_c) \cdot v_a} \quad (3.3)$$

Los procesos de expansión y compresión presentes en el funcionamiento del compresor, pueden ser representados como procesos politrópicos, por lo que se hace referencia a la siguiente expresión [68]:

$$P_{suc} \cdot V_d^n = P_{des} \cdot V_c^n \quad (3.4)$$

El proceso politrópico también puede ser expresado en función de las temperaturas mediante la ec. (3.5), siendo ésta la expresión considerada en nuestro modelo para estimar la temperatura de descarga,  $T_{des}$ , o lo que es lo mismo, la temperatura en el estado termodinámico 1 (Fig. 3.2).

$$T_{des} = T_{suc} \left( \frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.5)$$

El exponente politrópico,  $k$ , presente en la ec. (3.5) es considerado con un valor constante para nuestro modelo [48], [51], [52]. A partir de los datos experimentales y de la propia ec. (3.5) es posible estimar el valor del exponente. Observando experimentalmente que no existe una variabilidad considerable en la magnitud del

exponente, se decide realizar un análisis estadístico y considerar un valor promedio, obteniendo así un valor del exponente de 1.147 con una desviación estándar de 0.004515. Para esta consideración se tomaron un total de 177 ensayos experimentales correspondientes a R134a.

Siguiendo con el análisis y desglose de la eficiencia volumétrica, mediante un arreglo algebraico la ec. (3.3) puede ser representada de la siguiente manera:

$$\eta_v = \left[ 1 + \frac{V_c}{V_a - V_c} - \frac{V_c}{V_a - V_c} \cdot \frac{V_d}{V_c} \right] \cdot \frac{v_{suc}}{v_a} \quad (3.6)$$

Sabiendo que por definición existe una relación de “volumen muerto”,  $C$ , definida como:

$$C = \frac{V_c}{V_a - V_c} \quad (3.7)$$

e introduciendo las ecs. (3.4) y (3.7) en la ec. (3.6), se obtiene la expresión fundamental para la eficiencia volumétrica [34]:

$$\eta_v = \left[ 1 + C - C \left( \frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \cdot \frac{v_{suc}}{v_a} \quad (3.8)$$

Por lo tanto, para predecir el flujo másico de refrigerante en un compresor volumétrico, se utilizará la ec. (3.9).

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\eta_v \cdot V_G \cdot N}{v_{suc}} \quad (3.9)$$

Donde la eficiencia volumétrica deberá estar en función de los parámetros básicos de operación. La ec. (3.9) es otro concepto involucrado en nuestra caracterización del modelo. Para caracterizar la eficiencia volumétrica se han tenido en

consideración las principales variables de operación de la instalación: presiones y temperaturas de funcionamiento, grado de recalentamiento, así como el régimen de giro. En la Tabla 3.1 se fundamenta el desglose de la eficiencia volumétrica relacionada a la ec. (3.9), indicando así una dependencia exclusiva con estos parámetros.

**Tabla 3.1** Parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica.

	$\rho_{suc} = f(T_{suc}, p_{suc})$
	$\rho_{suc} = f(GR, p_{evap})$
	$\dot{m}_{ref} = f(\rho_{suc}, N, rp)$
	$rp = f(p_{evap}, p_{cond})$
	$\eta_v = f(p_{evap}, p_{cond}, N, GR)$

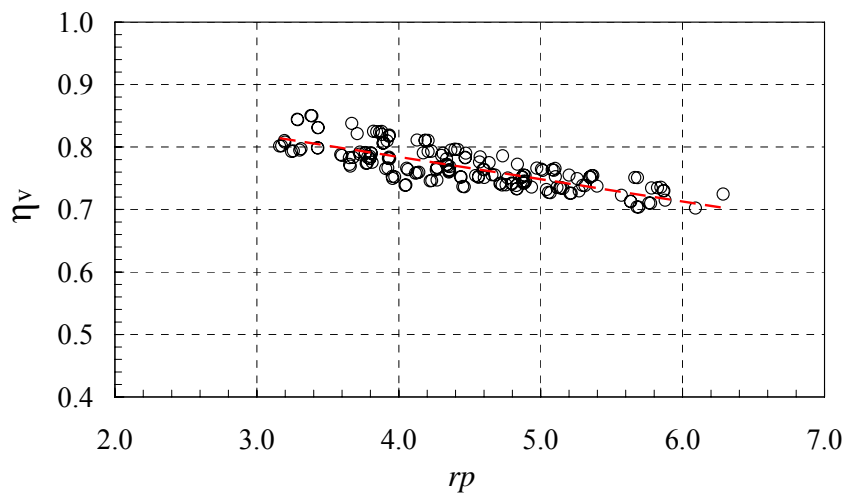
En la Tabla 3.1 a través del diagrama y las expresiones, se muestra que la densidad en la aspiración del compresor,  $\rho_{suc}$ , depende de las propiedades en ese estado termodinámico, como es la presión y temperatura. La temperatura en la aspiración,  $T_{suc}$ , depende del grado de recalentamiento total (evaporador y línea de succión)  $GR$ . Por otra parte, la presión de aspiración,  $p_{suc}$ , se puede aproximar en primera instancia a la presión de evaporación del sistema, así que la densidad,  $\rho_{suc}$ , queda en función de dos parámetros característicos  $GR$  y  $p_{evap}$ .

Por su parte, el flujo másico del refrigerante depende de la densidad en la aspiración, del régimen de giro del compresor,  $N$ , y de la relación de compresión,  $rp$ . Esta última por definición y en el supuesto de no considerar pérdidas de carga está en función de las presiones de evaporación y condensación del sistema.

Así pues, la eficiencia volumétrica resulta estar en función de cuatro parámetros característicos, los cuales son datos que se obtienen de manera experimental en la instalación. Con los datos experimentales para el R134a en las distintas condiciones de operación, y usando como concepto la ec. (3.9), obtenemos valores para la eficiencia

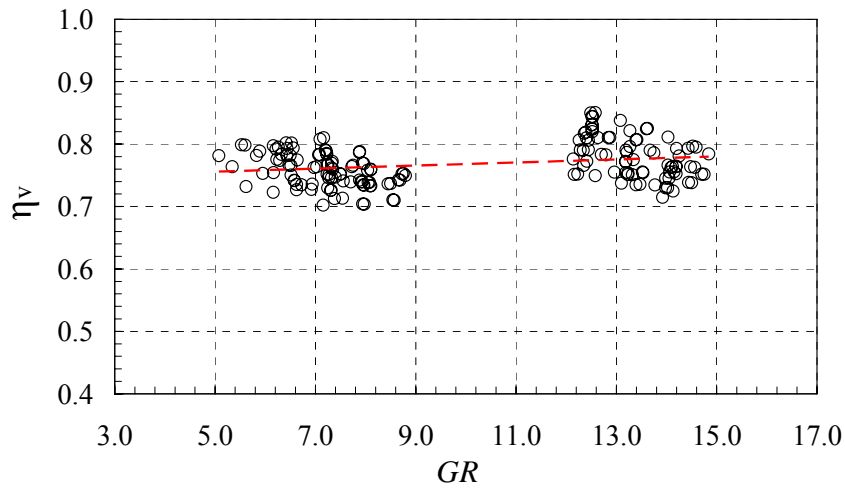
volumétrica. Es bien conocido que la eficiencia volumétrica presenta una fuerte dependencia con la relación de compresión [14], [17], [21], [51], [78], por lo que en la evaluación de nuestros ensayos queda comprobado una adecuación del tipo  $a - b \cdot rp$ , siendo  $rp$ , la relación de compresión. La Fig. 3.4 muestra este claro ejemplo de la dependencia en un rango amplio de operación. Mediante un análisis de regresión lineal de la eficiencia volumétrica respecto a la relación de compresión, obtenemos un grado de correlación parcial de la relación de compresión de  $R^2=63.33\%$ .

Por lo que respecta al comportamiento de la eficiencia con el grado de recalentamiento total, en la Fig. 3.5 se observa que el grado de recalentamiento estático, GE, influye en la eficiencia volumétrica. Enfocándonos al comportamiento de la eficiencia volumétrica, se puede apreciar que existe una dependencia ligera respecto al grado de recalentamiento total, aumentando la eficiencia en cierto grado con este parámetro. Por lo tanto, es un parámetro que debe considerarse para el análisis de regresión lineal, obteniendo un grado de correlación parcial de 6.12%.



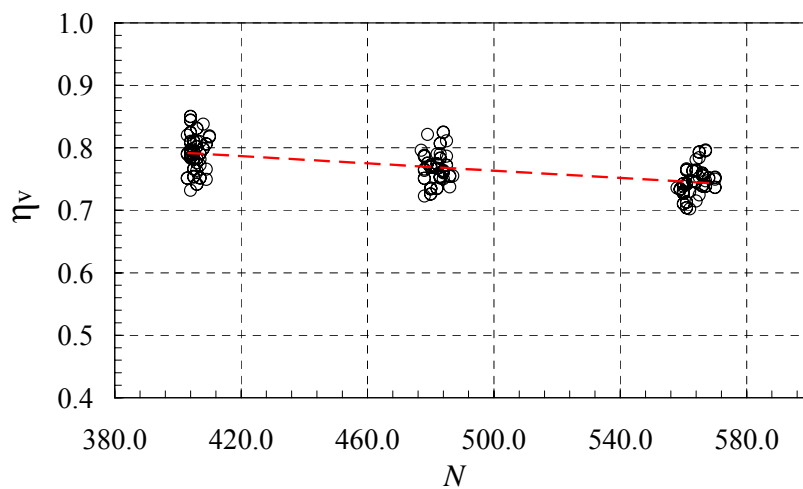
**Fig. 3.4** Eficiencia volumétrica vs relación de compresión.





**Fig. 3.5** Eficiencia volumétrica vs grado de recalentamiento total.

En la Fig. 3.6 también se puede observar una dependencia ligera de la eficiencia volumétrica en relación al régimen de giro. Las concentraciones de puntos indican los tres niveles en los cuales se realizaron los ensayos, pasando desde un régimen de giro bajo, uno intermedio y llegando hasta el máximo posible, esto de acuerdo a la capacidad de régimen de giro del compresor. Una regresión lineal entre la eficiencia y el régimen de giro origina un grado de correlación parcial de  $R^2=36.26\%$ .



**Fig. 3.6** Eficiencia volumétrica vs régimen de giro.

Observando el comportamiento de la eficiencia volumétrica en relación con los tres parámetros vistos, concluimos que la mayor dependencia es por parte de la relación de compresión. Sin embargo, los dos parámetros restantes representan una influencia razonable sobre la eficiencia. Debido a esto, se decide involucrar a los tres parámetros en la búsqueda de una correlación empírica que se ajuste mejor al comportamiento de la eficiencia volumétrica [13], [78]. Realizando un análisis de regresión hemos encontrado un ajuste favorable con un grado de correlación de  $R^2=94.21\%$ . El polinomio obtenido es de segundo orden y se muestra en la siguiente expresión:

$$\eta_v = a_0 - a_1GR + a_2GR^2 + a_3N - a_4N^2 - a_5rp + a_6rp^2 - a_7GR \cdot N - a_8GR \cdot rp + a_9N \cdot rp \quad (3.10)$$

**Tabla 3.2** Coeficientes de la correlación para la eficiencia volumétrica.

$a_0$	9.02017630E-01	$a_5$	7.30516887E-02
$a_1$	5.25041734E-05	$a_6$	1.09549289E-03
$a_2$	1.01302088E-03	$a_7$	1.81500280E-05
$a_3$	4.45451471E-04	$a_8$	1.51540591E-03
$a_4$	8.07560303E-07	$a_9$	8.80285574E-05

### 3.4.2 Potencia del compresor

Otro de los parámetros importantes a estimar es la potencia consumida por el compresor, que representa el principal consumo energético de la instalación. Siguiendo con la teoría, el trabajo neto necesario durante el proceso de compresión puede ser calculado como el trabajo realizado durante el proceso de compresión menos el trabajo ganado desde la re-expansión del vapor [77], [79], expresado de la siguiente manera:

$$W = \int_a^b V dp - \int_c^d V dp \quad (3.11)$$

Siguiendo con el supuesto del proceso politrópico, con  $pV^n = \text{constante}$ , el trabajo específico por ciclo del compresor viene dado por:

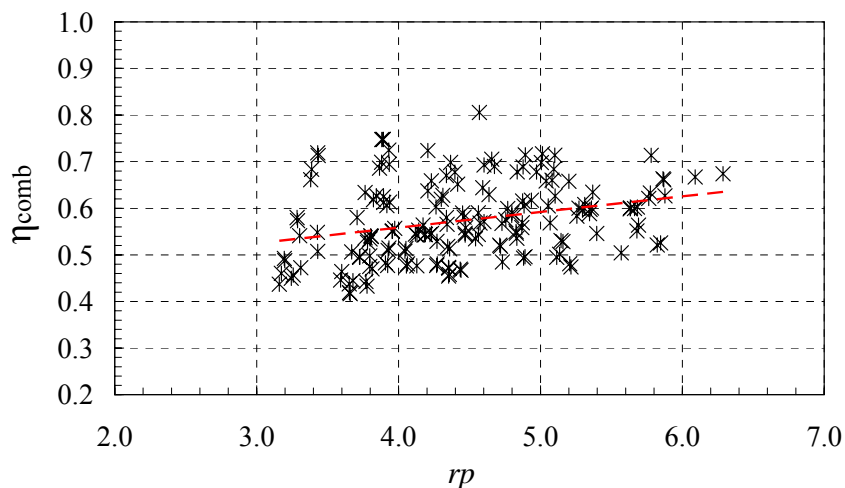
$$W = \frac{k}{k-1} \cdot p_{suc} v_{suc} \cdot \left[ \left( \frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.12)$$

Por lo tanto, la potencia consumida por el compresor se calcula usando la ec. (3.13) [53], ésta y la ec. (3.12) también forman parte de nuestro modelo.

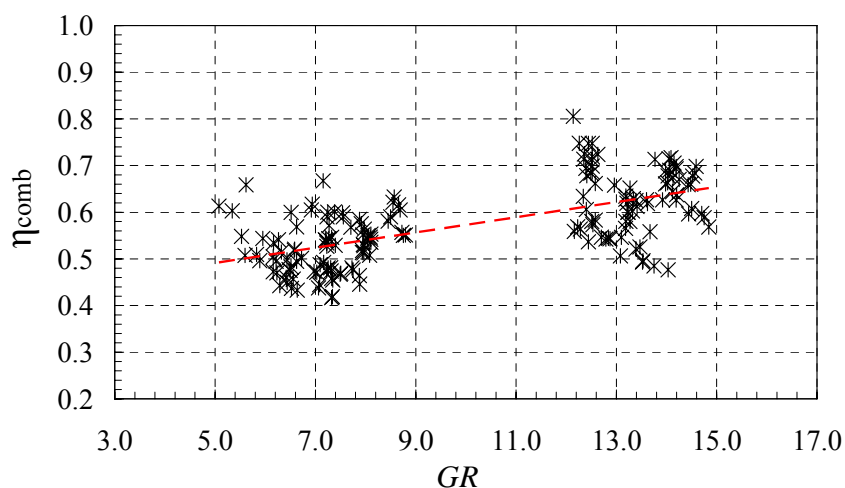
$$Pot_{comp} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot W}{\eta_{comb}} \quad (3.13)$$

La eficiencia combinada o global,  $\eta_{comb}$ , considera las ineficiencias electromecánicas del motor y transmisión, así como las ineficiencias que ocurren dentro del compresor como pueden ser por efectos de la fricción. La eficiencia combinada deberá estar en función de los parámetros básicos de operación. Por tal motivo, a continuación se realiza un análisis sobre el comportamiento de la eficiencia en función de los parámetros básicos.

La eficiencia combinada es evaluada con datos experimentales a través de las ecs. (3.12) y (3.13). La eficiencia combinada también se analiza bajo los mismos parámetros vistos para la eficiencia volumétrica, así pues, se observa en la Fig. 3.7 la influencia de la relación de compresión sobre la eficiencia. Se aprecia que existe una ligera tendencia a aumentar la eficiencia aumenta con la relación de compresión. Con un análisis de regresión lineal obtenemos que para este comportamiento existe un grado de correlación parcial de  $R^2=8.50\%$ .



**Fig. 3.7** Eficiencia combinada vs relación de compresión.

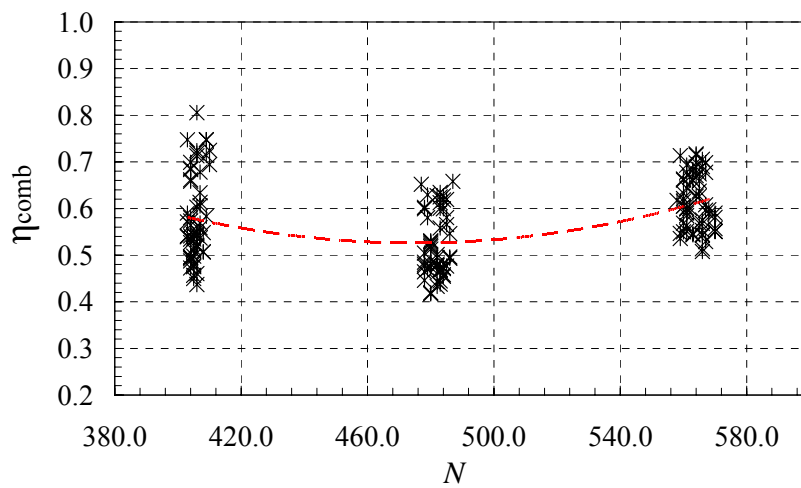


**Fig. 3.8** Eficiencia combinada vs grado de recalentamiento total.

En la Fig. 3.8, se aprecia la influencia por parte del grado de recalentamiento estático, GE. Existe una tendencia de incremento por parte de la eficiencia al ir aumentando en grado de recalentamiento total, GR. El grado de correlación para estas dos variables involucradas es de  $R^2=39.86\%$ .

En cuanto a la influencia del régimen de giro del compresor sobre la eficiencia combinada, en la Fig. 3.9 se aprecia una correspondencia entre ambas variables. Las nubes de concentración de puntos corresponden a los tres niveles de operación que

evaluamos, además, cada nube está formada por un par de agrupaciones de puntos que resultan de la influencia por parte del grado de recalentamiento estático. Por ejemplo, para un régimen de giro intermedio que es el caso más notorio, se observan claramente las dos agrupaciones, la primera la identificamos en valores aproximados para la eficiencia de 0.4 a 0.54, y la segunda está entre valores de 0.55 a 0.68. Así pues, cada nube se puede separar debido al valor del GE. Sin embargo, nosotros consideraremos ambas agrupaciones obteniendo así un rango amplio de operación. La aproximación cuadrática de este comportamiento [78] nos resulta un grado de correlación parcial con N de  $R^2=17.98\%$ .



**Fig. 3.9** Eficiencia combinada vs régimen de giro.

Efectuando un análisis de regresión y analizando para obtener un grado de correlación alto para caracterizar la eficiencia combinada, hemos logrado un ajuste de segundo orden utilizando las variables analizadas con  $R^2=70.34\%$ , expresado en la ec. (3.14).

$$\eta_{comb} = b_0 - b_1 GR + b_2 GR^2 - b_3 N + b_4 N^2 + b_5 p_{evap} - b_6 p_{evap}^2 - b_7 GR \cdot N + b_8 GR \cdot p_{evap} - b_9 N \cdot p_{evap} \quad (3.14)$$

**Tabla 3.3** Coeficientes de la correlación para la eficiencia combinada.

$b_0$	1.07581877E+00	$b_5$	1.05285567E+00
$b_1$	7.34813961E-02	$b_6$	1.65708127E-01
$b_2$	7.93571514E-03	$b_7$	1.96106652E-04
$b_3$	7.68970614E-03	$b_8$	9.64519165E-03
$b_4$	1.11433756E-05	$b_9$	3.74398417E-04

Resumiendo los aspectos más generales considerados en el modelado del compresor son:

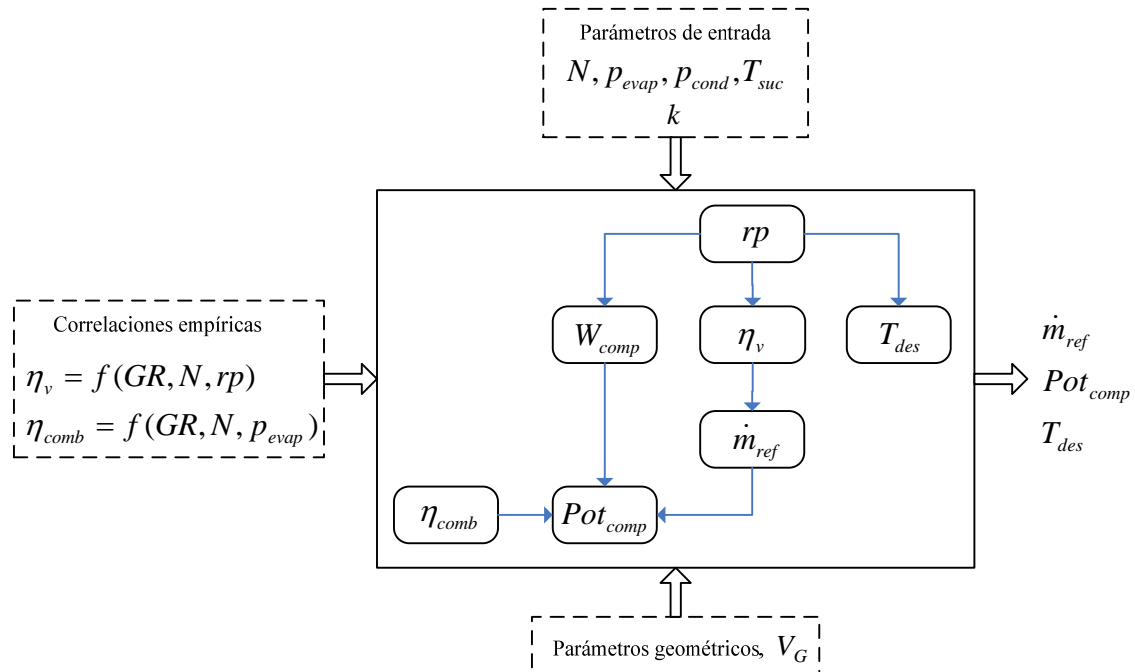
- La caracterización del compresor es una aproximación al ciclo real.
- Se desprecian pérdidas de flujo másico refrigerante a través del componente.
- Los procesos de expansión y compresión se consideran politrópicos, con un valor del exponente politrópico constante a partir de los datos experimentales.
- El comportamiento del compresor de basa en el análisis de la eficiencia volumétrica y combinada.

### 3.4.3 Estrategia de simulación para el compresor

Para el caso del compresor presentado en esta sección hemos incluido los fundamentos físicos expresados matemáticamente para la estimación de: la potencia consumida, el flujo másico refrigerante y la temperatura del refrigerante a la descarga del compresor. El bloque presentado para el compresor en la Fig. 3.10 indica parámetros de entrada, algunos de ellos son datos geométricos como el  $V_G$ , algunos otros son datos referenciados a variables de funcionamiento del sistema:  $N, p_{evap}, p_{cond}, T_{suc}$ . También dentro del modelo se introducen las correlaciones empíricas para la caracterización de rendimientos.

Sin perder de vista el planteamiento del modelo global (Fig. 3.1), la estrategia de simulación planteada para cada uno de los componentes es únicamente para la

validación “local” y dar un seguimiento de todas las variables que se estiman en cada una de las ecuaciones planteadas. Esto nos proporciona un mayor control y entendimiento sobre el proceso de simulación y acoplamiento del sistema de ecuaciones.



**Fig. 3.10** Estrategia de simulación para el compresor.

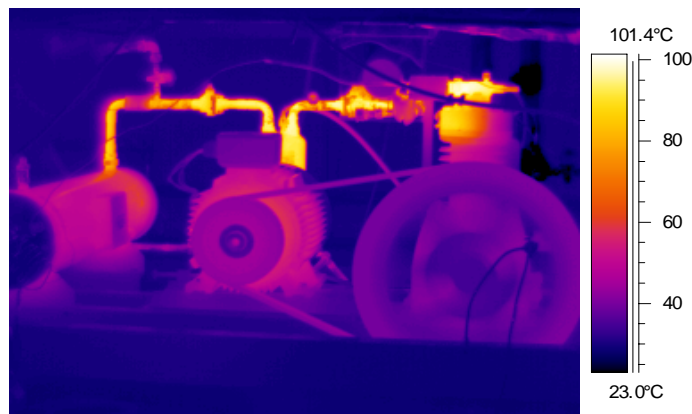
En cuanto a la estrategia de simulación de la Fig. 3.10, primeramente se estima de manera sencilla la relación de compresión, a partir de ésta, se calculan otros tres parámetros: trabajo teórico del compresor ec. (3.12), eficiencia volumétrica ec. (3.10) y la temperatura de descarga ec. (3.5). Una vez evaluada la eficiencia volumétrica, es posible estimar el flujo másico de refrigerante ec. (3.9) que junto con el trabajo teórico y la eficiencia combinada, conducirán a la estimación del consumo de potencia del compresor ec. (3.13). Obteniéndose de esta forma, los parámetros de funcionamiento del compresor.

### 3.5 Modelo de la línea de descarga

El interés en particular de modelar la línea de descarga, es debido a que se presenta físicamente un desrecalentamiento externo de magnitud considerable, esto a

causa de la longitud que tiene la línea expuesta al ambiente, que es suficientemente larga como para provocar un decremento de la temperatura desde la descarga del compresor hasta la entrada al condensador.

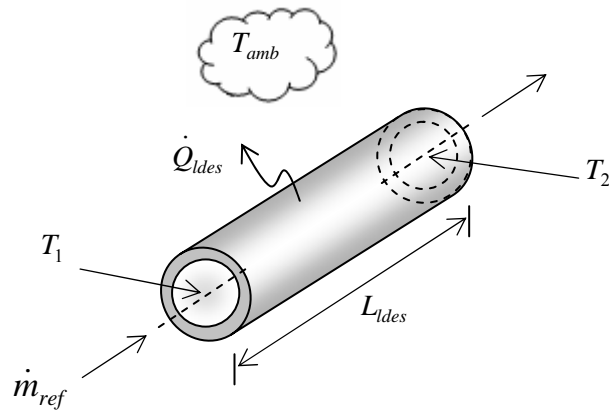
En el capítulo 4, se muestra en detalle el seguimiento de la línea de descarga que tiene el banco de ensayos experimental. Esta geometría particular es debido al espacio y acomodo físico de los distintos componentes en la instalación. Por lo tanto, se ha decidido modelarla e involucrarla en nuestro análisis con el fin de poder modelizar más adecuadamente el comportamiento de la instalación. La Fig. 3.11 muestra una imagen termográfica de la línea de descarga en una condición de operación, donde se puede apreciar que desde la descarga del compresor hasta la entrada al condensador se tienen temperaturas por encima de los 80°C.



**Fig. 3.11** Imagen termográfica de la línea de descarga.

La línea de descarga se modela bajo el concepto de una tubería expuesta al ambiente, existiendo una diferencia de temperatura considerable entre la superficie y el ambiente. La Fig. 3.12 ilustra las condiciones para el análisis de la línea de descarga. Se ilustra una temperatura,  $T_1$  [°C], que corresponde a la temperatura de descarga; la temperatura de entrada al condensador,  $T_2$  [°C], y una longitud física de la línea,  $L_{ldes}$  [m]. Durante la caracterización de la pérdida de calor por parte de la línea de descarga,  $\dot{Q}_{ldes}$  [kW], hemos decidido introducir conjuntamente la aportación por parte del separador de aceite,  $\dot{Q}_{sep}$  [kW], debido a su gran superficie expuesta al ambiente.





**Fig. 3.12** Transferencia de calor entre un fluido que pasa dentro del tubo y un fluido exterior.

Así, la pérdida total de transferencia de calor al ambiente desde la descarga del compresor hasta la entrada del condensador, está expresada por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{ldes} + \dot{Q}_{sep} \quad (3.15)$$

En cuanto a los estados del refrigerante, éstos se obtienen a través de la evaluación de la potencia térmica cedida al ambiente, ec (3.16).

$$(h_{o,ldes} \cdot A_{ldes} + h_{o,sep} \cdot A_{sep}) \cdot (T_s - T_{amb}) = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2) \quad (3.16)$$

Para completar el análisis para la línea de descarga se requiere la evaluación de la temperatura superficial, ésta se evalúa de forma simplificada a través del coeficiente de convección interno (lado refrigerante) y el externo (lado aire), dada por la expresión de la ec. (3.17) proveniente de un balance energético en la pared de la línea.

$$T_s = \frac{h_{i,ldes} \cdot T_{m,ldes} + h_{o,ldes} \cdot T_{amb}}{h_{i,ldes} + h_{o,ldes}} \quad (3.17)$$

Donde,  $T_{m,ldes}$ , representa la temperatura media aritmética del fluido de trabajo a lo largo de la tubería. Para el coeficiente interno,  $h_{i,ldes}$ , se aplica la correlación proporcionada por Gnielinski [80], mientras que para el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte externa se emplean correlaciones aproximadas [39], [40] debido a la gran diferencia entre la temperatura de superficie y la del ambiente para el caso del aire. La ec. (3.18) refleja la correlación de Gnielinski, mientras que la ec. (3.19a) representa la correlación para el coeficiente externo para un cilindro horizontal, y la ec. (3.19b) para un cilindro vertical.

$$Nu_{ldes} = \frac{\left(\frac{f_{ldes}}{8}\right) \cdot (Re_{ldes} - 1000) \cdot Pr_{ldes}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{ldes}}{8}\right)^{1/2} (Pr_{ldes}^{2/3} - 1)} \quad (3.18)$$

$$h_{o,ldes} = 1.13 \left[ \frac{\Delta T}{D_{ldes}} \right]^{0.25} \quad (3.19a)$$

$$h_{o,sep} = 1.22 \left[ \frac{\Delta T}{D_{sep}} \right]^{0.25} \quad (3.19b)$$

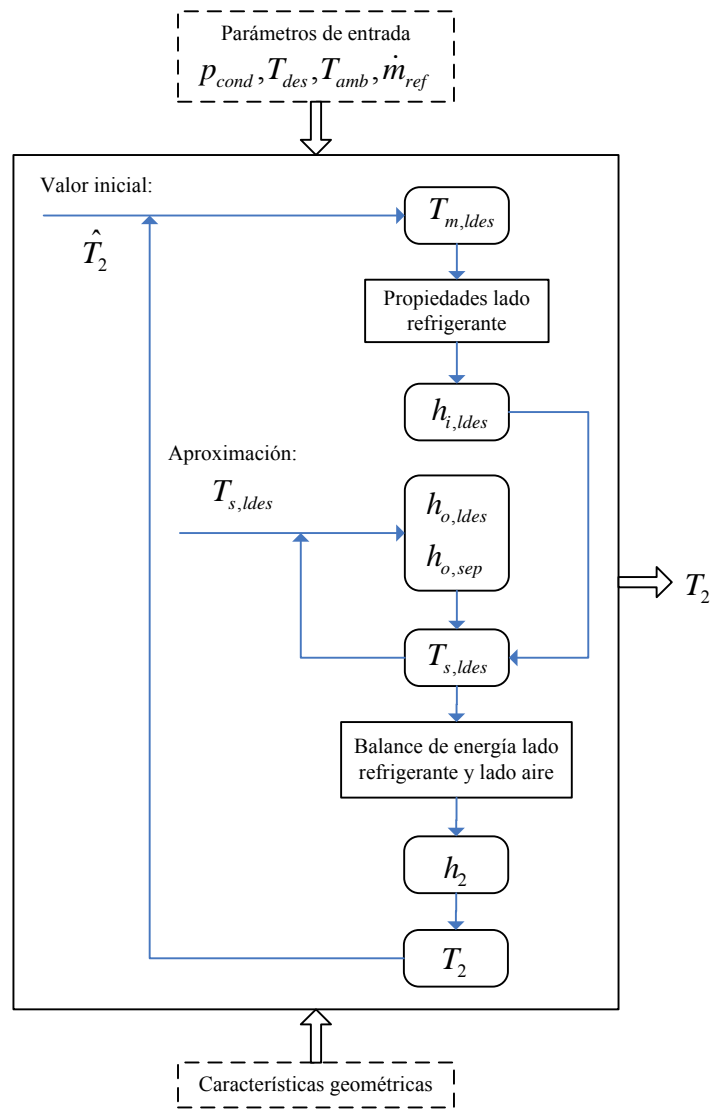
Como parte fundamental del modelado en la línea de descarga se consideraron los siguientes aspectos:

- La temperatura superficial de la línea,  $T_{s,ldes}$ , se considera uniforme a lo largo de toda la superficie, incluyendo el separador de aceite.
- Se considera un diámetro constante a lo largo de toda la tubería, considerando así un cilindro recto horizontal en todo su trayecto.
- Se usa como aproximación de la temperatura media aritmética del refrigerante a lo largo de la línea para estimación de propiedades.
- Se desprecia la pérdida de calor por conducción a lo largo de la línea debido a accesorios.

### 3.5.1 Estrategia de simulación para la línea de descarga

La estrategia de simulación local para este bloque se muestra en la Fig. 3.13, en donde se requiere datos de entrada como las características geométricas (longitudes y diámetros) tanto de la propia línea como del separador de aceite. Otros parámetros que son necesarios para la simulación son la presión de descarga, que a efectos de simulación y suponiendo que no existen pérdidas de carga puede ser la presión de condensación, así como la temperatura de descarga, temperatura ambiente y el flujo másico de refrigerante.

Al comenzar con la simulación se asigna un valor inicial a la temperatura de entrada al condensador,  $\hat{T}_2$ , que sirve para estimar la temperatura media aritmética del refrigerante a lo largo de la línea,  $T_{m,ldes}$ , con esta es posible evaluar las propiedades termodinámicas necesarias. Una aproximación de la temperatura superficial en la línea,  $T_{s,ldes}$ , es requerida para la estimación de los coeficientes externos. Previamente se ha estimado el coeficiente interno,  $h_{i,ldes}$ , que junto con el coeficiente externo es posible realizar una iteración para estimar una temperatura de ajuste de la superficie. Con este último parámetro se realiza un balance de energía por el lado del refrigerante, dando como resultado la estimación de la entalpía a la entrada del condensador,  $h_2$ , consecuentemente es posible actualizar y estimar por medio de un proceso iterativo la temperatura de entrada al condensador,  $T_2$ , y de nuevo ajustar los demás parámetros involucrados en la simulación. Con la estimación de la temperatura se termina la simulación local para la línea de descarga, ya que de esta manera se conoce el desrecalentamiento en la línea.

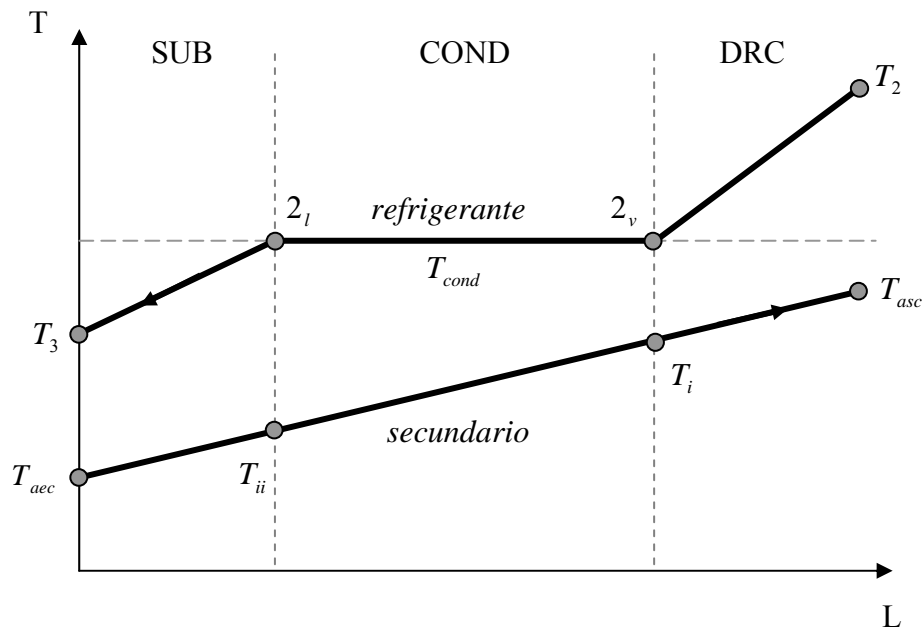


**Fig. 3.13** Estrategia de simulación para la línea de descarga.

### 3.6 Modelo del condensador

El análisis térmico de los intercambiadores de calor se fundamenta en el método  $\varepsilon - NTU$ . El condensador y evaporador se analizan de manera similar desde el punto de vista de modelado. El comportamiento del condensador es caracterizado a través de tres regiones asociadas al estado del refrigerante: zona de desrecalentamiento *DRC*, condensación *COND* y zona de subenfriamiento *SUB*, como se aprecia en la Fig. 3.14.

Los tres distintos procesos de transferencia de calor requieren el uso de correlaciones distintas para la estimación de los coeficientes convectivos, éstos, junto con la aplicación de balances de energía y la identificación de las superficies de intercambio de calor, nos ayudan a describir el fenómeno en detalle dentro de cada zona.



**Fig. 3.14** Zonas de transferencia de calor en el condensador.

Este es el planteamiento general para el análisis del condensador. Así pues, se prosigue a continuación a desarrollar la caracterización de cada una de las zonas en que se dividió el componente para su estudio.

### 3.6.1 Zona de desrecalentamiento (DRC)

En esta zona se da el enfriamiento del vapor sobrecalentado que entra al condensador procedente de la descarga del compresor a vapor saturado. El refrigerante entra al condensador en las condiciones del estado termodinámico 2 mostrado en la Fig. 3.14, hasta la saturación indicada con el estado  $2_v$ . Aplicando un balance de energía entre ambas corrientes (refrigerante y agua) se establece la primera expresión:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_{2v}) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,drc} \cdot (T_{asc} - T_i) \quad (3.20)$$

De acuerdo al análisis térmico ( $\varepsilon - NTU$ ) empleado para los intercambiadores de calor en este trabajo doctoral y lo visto en la sección 2.3.2.3, la ec. (3.21) sustenta la segunda expresión característica en la zona de desrecalentamiento:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_{2v}) = \varepsilon_{drc} \cdot C_{\min,drc} \cdot (T_2 - T_i) \quad (3.21)$$

Con el pleno conocimiento de que el condensador es de un paso por la carcasa y dos pasos por tubos, la eficiencia del intercambiador,  $\varepsilon_{drc}$ , se estima mediante la siguiente expresión [39]:

$$\varepsilon_{drc} = 2 \left\{ 1 + Cr_{drc} + (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp\left[-NTU_{drc} (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU_{drc} (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (3.22)$$

$$NTU_{drc} = \frac{U_{drc} \cdot A_{drc}}{C_{\min,drc}} \quad (3.23)$$

Representando el coeficiente global para esta zona debido a una resistencia térmica por conducción de pared y los fenómenos de convección interna y externa, se obtiene la ecuación siguiente:

$$U_{drc} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,drc}} \cdot \frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}} + R_{i,c} \cdot \frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}} + \frac{D_{ex,c} \cdot \ln\left(\frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_{o,drc}}} \quad (3.24)$$

Hasta este momento se tiene caracterizado parte del fenómeno físico que sucede en la zona. La ec. (3.24) muestra claramente la necesidad de estimar los coeficientes de convección de los fluidos.

### 3.6.1.1 Correlaciones para una sola fase en flujo interno

Existe un gran número de correlaciones disponibles en la literatura para fluidos turbulentos totalmente desarrollados sin cambio de fase en tubos circulares. Para nuestro caso, el agua que va por dentro de los tubos en el condensador se analiza bajo este concepto en las tres zonas. El coeficiente convectivo de transferencia de calor se puede determinar con una correlación clásica para el número de Nusselt en flujo turbulento completamente desarrollado, considerando así un tubo circular suave, siendo este el caso de la correlación empírica de Colburn [81]:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.25)$$

La ecuación anterior es muy simple de usar y puede ser satisfactoria para los propósitos del análisis del condensador en este trabajo. La ecuación de Colburn puede estar escrita en términos de las propiedades del fluido, geometría del intercambiador y condiciones de flujo usando los números adimensionales típicos:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} \quad (3.26)$$

$$Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (3.27)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (3.28)$$

Sin embargo existen otras correlaciones en la literatura con mejores resultados. Por ejemplo, la ecuación de Dittus-Boelter [82] es una versión ligeramente diferente a la de Colburn, usando un exponente variable para el número de Prandtl en caso de que el fluido se caliente o se enfríe. La ecuación de Dittus-Boelter y Colburn se usan bajo los siguientes intervalos mostrados:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Las ecuaciones de Colburn y Dittus-Boelter deben usarse cuando las diferencias de temperatura ( $T_w - T_m$ ) son pequeñas. Estas correlaciones se pueden aplicar para las condiciones de temperatura y flujo de calor constantes. Algunas otras correlaciones encontradas, como la de Petukhov y Kirillov [83], muestran una forma más compleja de analizar, involucrando un factor de fricción pero que a su vez tiene un error más bajo comparándola con las de Colburn y Dittus-Boelter.

Existe aún otra correlación mostrada en la ec. (3.29) que también es muy utilizada y aplicable también en la región de transición. La correlación es la expresión propuesta por Gnielinski [80], en donde todas las propiedades del fluido se evalúan a temperatura media.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.29)$$

$$f = (0.79 \cdot \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (3.30)$$

$$3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

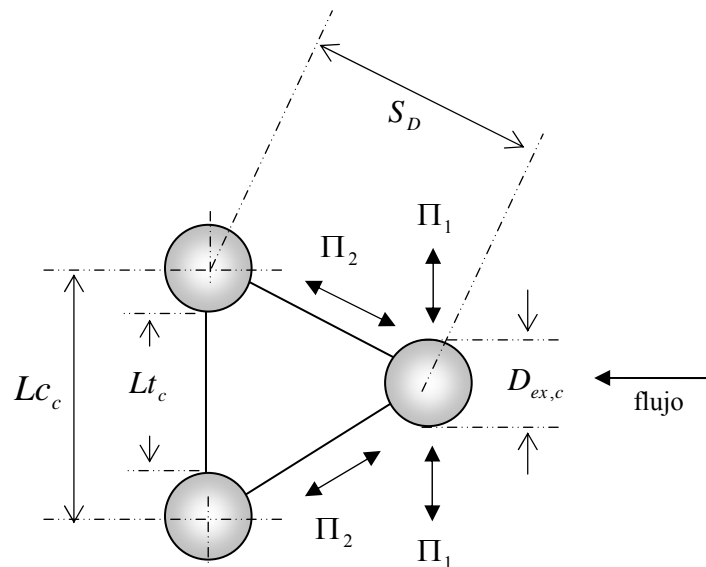
Cualquiera de las correlaciones de Colburn, Dittus-Boelter y Gnielinski pueden ser usadas en el modelo, escoger cuál dependerá del acoplamiento y grado de ajuste con los resultados.

### 3.6.1.2 Convección forzada sobre un arreglo de tubos

Sabemos que el condensador dispuesto en el banco de ensayos es de tipo carcasa y tubo, por lo tanto dispone de un arreglo de tubos por el exterior de los cuales circula el refrigerante. La configuración del arreglo de tubos se caracteriza por el diámetro externo del tubo,  $D_{ex,c}$ , la longitud transversal entre centros,  $L_c$  y la longitud entre



tubos,  $Lt_c$ . El arreglo que tiene el condensador bajo estudio, físicamente es de tipo triangular como el mostrado en la Fig. 3.15.



**Fig. 3.15** Arreglo triangular de los tubos en el condensador.

Existen una cantidad considerable de trabajos publicados sobre la transferencia de calor en arreglos de tubos. De lo más revisado en este campo es lo presentado por Zukauskas [84], donde el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el arreglo de tubos lisos es generalmente determinado por la expresión:

$$\bar{Nu}_D = C \cdot Re_{D,\max}^m \cdot Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.31)$$

Los coeficientes  $C$  y  $m$ , pueden ser estimados de acuerdo al número de Reynolds:

	$C$	$m$
$10 < Re \leq 100$	0.9	0.4
$100 < Re \leq 1000$	0.683	0.466
$1000 < Re \leq 2E + 05$	0.35	0.6

En la ec. (3.31) todas las propiedades, excepto  $Pr_s$ , se evalúan a la temperatura media aritmética entre las temperaturas de entrada y salida del fluido. La estimación del número de Reynolds viene del conocimiento previo de la velocidad del flujo, ésta a su vez de un área de paso involucrando características geométricas del intercambiador, para nuestro caso el área de paso,  $A_{paso}$  [ $m^2$ ] se expresa mediante la ec. (3.32).

$$A_{paso} = \left[ \frac{Lcor_c}{Nb_c + 1} \right] \left[ Dcor_c - \left( \frac{Dcor_c}{Lc_c} - 1 \right) \cdot D_{ex,c} \right] \quad (3.32)$$

En la literatura también se menciona otra metodología de análisis para el coeficiente de transferencia de calor externo sobre el arreglo de tubos expuesto por Kern [85]. En este método, el coeficiente de transferencia de calor se basa en un diámetro equivalente,  $D_e$ , tal y como se analiza para tubos concéntricos. De tal manera, Kern sugiere el uso de la siguiente correlación:

$$\frac{h_o \cdot D_e}{k_v} = 0.36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu_v} \right)^{0.55} \left( \frac{c_{p,v} \mu_v}{k_v} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_v}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.33)$$

$$2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$$

Donde  $G_s$  [ $kg/m^2s$ ], es la velocidad másica del fluido por el lado de la carcasa y las propiedades son evaluadas a una temperatura media. El diámetro equivalente es calculado a lo largo del eje de la carcasa, y su fundamento está basado en el radio hidráulico que abarca el área de flujo libre y el perímetro mojado, por lo que el diámetro equivalente,  $D_e$ , para la metodología de Kern y acorde al arreglo triangular (Fig. 3.15) se tiene la siguiente ecuación:

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{Lc_c^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot D_{ex,c}^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot D_{ex,c}}{2}} \quad (3.34)$$

La magnitud de la velocidad másica,  $G_s$ , puede ser definida sobre una área de arreglo de flujo cruzado, representando un área para un máximo flujo. Las variables que afectan la velocidad másica son el diámetro de la carcasa,  $D_{cor}$ , longitud de la carcasa,  $L_{cor}$ , la distancia entre centros y el espacio de deflexión (*baffle spacing*)  $Lb_c$ . Por lo tanto, el área para el flujo cruzado del arreglo,  $A_s$  [ $m^2$ ], es:

$$A_s = \left[ 1 - \frac{D_{ex}}{Lc} \right] \cdot D_{cor} \cdot \left[ \frac{L_{cor}}{Nb + 1} \right] \quad (3.35)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_s} \quad (3.36)$$

Otra metodología que puede aplicarse al análisis del coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el arreglo de tubos es la expuesta por Grimison [86]:

$$\bar{Nu}_D = 1.13 \cdot C Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \quad (3.37)$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,max} < 40,000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right]$$

$$Re_{D,max} \equiv \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (3.38)$$

La variable  $N_L$  indica las líneas de tubos que componen un arreglo y el número máximo de Reynolds,  $Re_{D,max}$ , se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos. Para el arreglo triangular de la Fig. 3.15, la velocidad máxima puede ocurrir en el plano transversal  $\Pi_1$  o en el plano diagonal  $\Pi_2$ . La velocidad máxima ocurre en el plano  $\Pi_2$  si existe un espaciamiento de las filas de tal manera que se cumpla:

$$S_D = \left[ Lc_c^2 + \left( \frac{Lc_c}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{Lc_c + D_{ex,c}}{2} \quad (3.39)$$

$$V_{\max} = \frac{Lc_c}{2(S_D - D_{ex,c})} \cdot V \quad (3.40)$$

Pero si la velocidad máxima ocurre en  $\Pi_1$ , se deberá usar la siguiente expresión:

$$V_{\max} = \frac{Lc_c}{S_D - D_{ex,c}} \cdot V \quad (3.41)$$

Donde  $V$  [m/s], es la velocidad del flujo sobre el arreglo de tubos. Ambos métodos Kern y Grimison tienen fundamento en el arreglo geométrico de los tubos, los dos tienen cierto grado de complejidad. Otros métodos citados en la literatura son el que propone Taborek [87], en donde el número de Reynolds está basado sobre el diámetro del tubo y la velocidad del fluido sobre el área de flujo cruzado del diámetro de la carcasa. Bell K.J. [88] es otro método que considera los efectos de corrientes de fugas o *bypass* sobre el lado de la carcasa, tanto para el coeficiente de transferencia de calor como para la caída de presión, este es un método más realista sobre el fenómeno del lado de la carcasa y su proceso es a través de una serie de factores de corrección.

Para el desarrollo del análisis del flujo externo, lado carcasa, en este modelo del condensador está abierta la opción de usar el método de Kern, Grimison o el de Zukauskas para efectos de comparación o simulación, sin embargo, se tendrá que analizar cuál proporciona un mejor ajuste y acoplamiento acorde a las condiciones del flujo.

### 3.6.2 Zona de condensación (COND)

Basándonos en la Fig. 3.14, el refrigerante en esta zona pasa del estado  $2v$  (vapor saturado) hasta el estado  $2l$  (líquido saturado), mientras que el agua sufre un incremento de temperatura por el calor de condensación. Las dos ecuaciones

características, aplicando un balance de energía entre ambas corrientes y teniendo en cuenta la eficiencia, son:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2v} - h_{2l}) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_i - T_{ii}) \quad (3.42)$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2v} - h_{2l}) = \varepsilon_{cond} \cdot C_{min,cond} \cdot (T_{cond} - T_{ii}) \quad (3.43)$$

En esta zona existe una condición especial de operación, la condensación ocurre a temperatura constante (cuando se desprecian las pérdidas de carga y se trata de un fluido puro o mezcla azeotrópica), por lo que es sencillo definir cual de las dos corrientes tiene la capacidad térmica mínima, recordando que es un parámetro necesario dentro del análisis térmico usado en el método. La capacidad térmica mínima corresponde al lado agua. Para las otras dos zonas (desrecalentamiento y subenfriamiento) desarrollamos una función sencilla dentro del cuerpo del programa que compara cual de las dos corrientes tiene la capacitancia mínima, esto para hacer más robusto el modelo.

De acuerdo a lo anterior, dentro del análisis térmico  $\varepsilon - NTU$  el parámetro de relación de capacidad,  $C_{r,cond}$ , para este caso en particular sería de magnitud cero, por lo que la eficiencia del intercambiador en esta zona esta dado por la expresión:

$$\varepsilon_{cond} = 1 - \exp(-NTU_{cond}) \quad (3.44)$$

Las expresiones tanto para el número de unidades de transferencia de calor,  $NTU_{cond}$ , y el coeficiente global de transferencia,  $U_{cond}$ , son similares a las ecs. (3.23) y (3.24), únicamente cambiando las condiciones de operación para la zona de condensación.

### 3.6.2.1 Condensación sobre un arreglo de tubos horizontales

Las condiciones durante la condensación de película en arreglos de tubos horizontales son distintas a la de un simple tubo, creando la presencia de tubos vecinos mayor complejidad. La transferencia de calor del lado de la carcasa es afectada por la combinación de efectos como: geometría del tubo y arreglo, gravedad y propiedades del fluido. En la literatura se encuentra una cita respecto al análisis de este fenómeno, Cavallini et al. [89], que realiza un análisis de estudios relacionados en el diseño de condensadores para la industria del frío, considerando el fenómeno de condensación en tubos simples y arreglos de tubos.

Nosotros para efectuar la caracterización del condensador en esta zona consideramos la extensión del análisis de Nusselt a la condensación [90] para hileras de  $N$  tubos horizontales [91] de la siguiente manera:

$$\bar{h}_{D,N} = 0.729 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{N_t \mu_l (T_{sat} - T_w) D} \right]^{1/4} \quad (3.45)$$

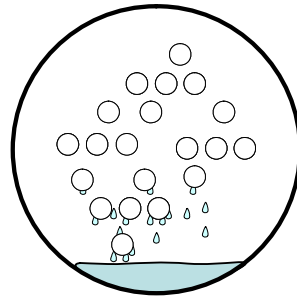
Donde  $h'_{fg}$ , representa el calor latente modificado por efectos de advección térmica:

$$h'_{fg} = h_{fg} \cdot (1 + 0.68 \cdot Ja) \quad (3.46)$$

Y el número de Jacob está dado por la siguiente expresión:

$$Ja = C_{p,l} \left[ \frac{T_{cond} - T_w}{h_{fg}} \right] \quad (3.47)$$

La Fig. 3.16 muestra la forma en que suponemos fluye el condensado en nuestro condensador.



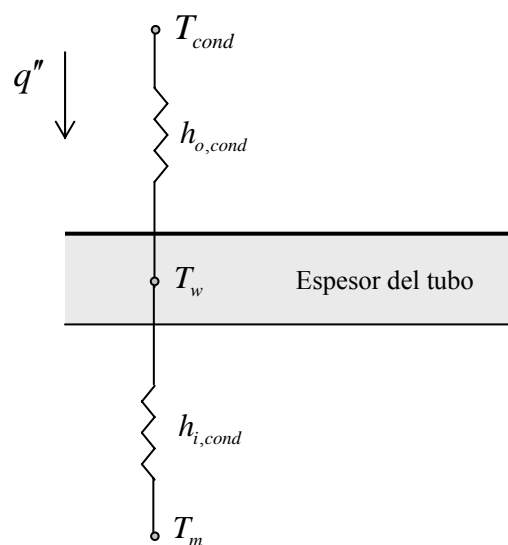
**Fig. 3.16** Flujo de condensado en el condensador.

### 3.6.2.2 Estimación de la temperatura de pared

La correlación expuesta en la ec. (3.45) está en función de la temperatura de la pared del tubo,  $T_w$ , por lo que la estimación de dicho valor está simplificado a un balance de energía presentado en la Fig. 3.17 y expresado en la ec. (3.48).

$$h_{o,cond}(T_{cond} - T_w) = h_{i,cond}(T_w - T_m) \quad (3.48)$$

Donde  $T_m$  es la temperatura media aritmética de los estados intermedios del fluido secundario en la zona de condensación.



**Fig. 3.17** Balance de energía para estimar  $T_w$  en la zona de condensación.

### 3.6.3 Zona de subenfriamiento (SUB)

En esta zona se da el enfriamiento del refrigerante líquido a una temperatura por debajo de la saturación. La caracterización de la zona está basada prácticamente en expresiones citadas anteriormente para las otras zonas de manera general y resumida se muestran las ecuaciones características para esta zona.

Balace de energía entre ambas corrientes:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2l} - h_3) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,sub} \cdot (T_{ii} - T_{aec}) \quad (3.49)$$

Utilizando el concepto de eficiencia (método  $\varepsilon - NTU$ ):

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2l} - h_3) = \varepsilon_{sub} \cdot C_{min,sub} \cdot (T_{cond} - T_{aec}) \quad (3.50)$$

Eficiencia del intercambiador en la zona:

$$\varepsilon_{sub} = 2 \left\{ 1 + Cr_{sub} + (1 + Cr_{sub}^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp\left[-NTU_{sub} (1 + Cr_{sub}^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU_{sub} (1 + Cr_{sub}^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (3.51)$$

Número de unidades de transferencia de calor:

$$NTU_{sub} = \frac{U_{sub} \cdot A_{sub}}{C_{min,sub}} \quad (3.52)$$

Coefficiente global de transferencia de calor:

$$U_{sub} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,sub}} \cdot \frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}} + R_{i,c} \cdot \frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}} + \frac{D_{ex,c} \cdot \ln\left(\frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_{o,sub}}} \quad (3.53)$$

Correlación de Gnielinski, para flujo interno:

$$Nu_{sub} = \frac{\left(\frac{f_{sub}}{8}\right) \cdot (Re_{sub} - 1000) \cdot Pr_{sub}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{sub}}{8}\right)^{1/2} (Pr_{sub}^{2/3} - 1)} \quad (3.54)$$



Correlación de Zukauskas para flujo externo sobre el arreglo de tubos:

$$\frac{h_{o,sub} \cdot D_{ex,c}}{k_{sub}} = C \cdot \text{Re}_{D,max}^m \cdot \text{Pr}_{sub}^{0.36} \left( \frac{\text{Pr}_{sub}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4} \quad (3.55)$$

Para completar la caracterización del condensador existe una *ecuación de cierre* relacionada a las superficies de intercambio de calor y la transferencia de calor total en el condensador:

$$A_C = A_{drc} + A_{cond} + A_{sub} \quad (3.56)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{drc} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{sub} \quad (3.57)$$

La caída de presión en el condensador por el lado del refrigerante se considera despreciable por simplicidad y para cuestiones de cálculo en nuestro modelo.

### 3.6.4 Estrategia de simulación para el condensador

El bloque para el modelo del condensador requiere de cinco parámetros de entrada, así como de las características geométricas como se indica en la Fig. 3.18. Estas características son referenciadas y encontradas con datos proporcionados por el proveedor del componente. Hacemos notar que el modelo requiere dos parámetros globales de entrada al sistema: la temperatura y el caudal volumétrico  $T_{aec}$  y  $C_{aec}$ , recordando que estos parámetros son de fácil obtención por parte del usuario. Así también, como datos de entrada del bloque del condensador precisamos del flujo másico de refrigerante, la presión y temperatura de entrada al condensador por el lado del refrigerante  $p_2$  y  $T_2$ .

Debido a la separación por zonas de intercambio de calor, comenzamos con la simulación en la zona de desrecalentamiento. Aquí se introducen estimaciones iniciales de la temperatura del agua a la salida del condensador,  $\hat{T}_{asc}$ , y una de las temperaturas intermedias,  $\hat{T}_i$ . Con estos valores iniciales se comienza la evaluación de las propiedades de ambos fluidos, conduciendo de esta manera a la estimación inicial del calor transferido en esta zona,  $\dot{Q}_{drc}$ . A través del uso de la ec. (3.20) es posible ajustar un valor para la temperatura del agua a la salida del intercambiador,  $T_{asc}$ . Mediante la ec. (3.21) se puede estimar la eficiencia,  $\varepsilon_{drc}$ , y con la ec. (3.22) el valor de  $NTU_{drc}$ . Partiendo de la estimación de propiedades y con una aproximación de la temperatura de pared,  $\hat{T}_{w,drc}$ , se pueden estimar los coeficientes convectivos de transferencia de calor externo e interno, siendo posible de esta manera ajustar la temperatura de la pared. De esta zona se estima un coeficiente global de transferencia,  $U_{drc}$ , y por consiguiente con el método de análisis térmico  $\varepsilon - NTU$  se llega a evaluar la superficie de transferencia de calor en la zona de desrecalentamiento,  $A_{drc}$ .

En cuanto a la zona de condensación, requerimos de un valor inicial de la segunda temperatura intermedia por el lado del secundario,  $\hat{T}_{ii}$ , para evaluar las propiedades del lado del agua y, consecuentemente, aplicando un balance de energía entre ambas corrientes ec. (3.42) y un proceso iterativo se estima el valor de la primera temperatura intermedia,  $T_i$ , para que después se ajusten de nuevo todos los parámetros de la zona de DRC. Después se estiman los parámetros de la transferencia de calor eficiencia ec. (3.44) y el número de unidades de transferencia de calor. Con la estimación del coeficiente interno y externo se ajusta el valor inicial aproximado de la temperatura de pared en la zona,  $\hat{T}_{w,cond}$ . Finalmente, la simulación de la zona permite estimar la superficie de intercambio de calor en la zona de condensación,  $A_{cond}$ , que junto con la superficie de la zona de desrecalentamiento permitirá evaluar la superficie de la zona de subenfriamiento,  $A_{sub}$ , mediante la ec. (3.56), cerrando parte del acoplamiento entre las tres zonas.

La zona de subenfriamiento prácticamente es la zona de cierre del modelo del condensador. Mediante un valor inicial de la temperatura del refrigerante a la salida del condensador,  $\hat{T}_3$ , se evalúan propiedades, que a su vez conducen a la estimación de los coeficientes de convección externo e interno a través de una aproximación de la temperatura de pared,  $\hat{T}_{w,sub}$ , la cual se ajusta mediante un proceso iterativo. Después se estima el coeficiente global de transferencia de calor y el número de unidades de transferencia de calor, dando paso a estimar la eficiencia,  $\varepsilon_{sub}$ , y la entalpía a la salida del condensador,  $h_3$ . Con la entalpía  $h_3$  se estima la segunda temperatura intermedia,  $T_{ii}$ , con la que se vuelve hacer un ajuste. Con la estimación de la entalpía también se calcula la temperatura a la salida del condensador, existiendo un grado de subenfriamiento. Con esta temperatura se vuelve a realizar un ajuste hasta que el sistema converge y obtenemos la solución.

Resumiendo, en cada una de las zonas es posible estimar los parámetros planteados durante el desarrollo del condensador: los coeficientes de transferencia convectivos parte externa e interna, la superficie de intercambio, la eficiencia del intercambiador en cada zona y la transferencia de calor. La ec. (3.56) representa un factor importante en el acoplamiento de todas las zonas, ya que la estimación de cada superficie depende, en gran medida, de las correlaciones que se hayan usado para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. Este conjunto de estimaciones dan como resultado la valoración de la transferencia de calor total en el condensador,  $\dot{Q}_C$ , la temperatura del refrigerante a la salida del condensador,  $T_3$ , y la temperatura de salida lado agua,  $T_{asc}$ .

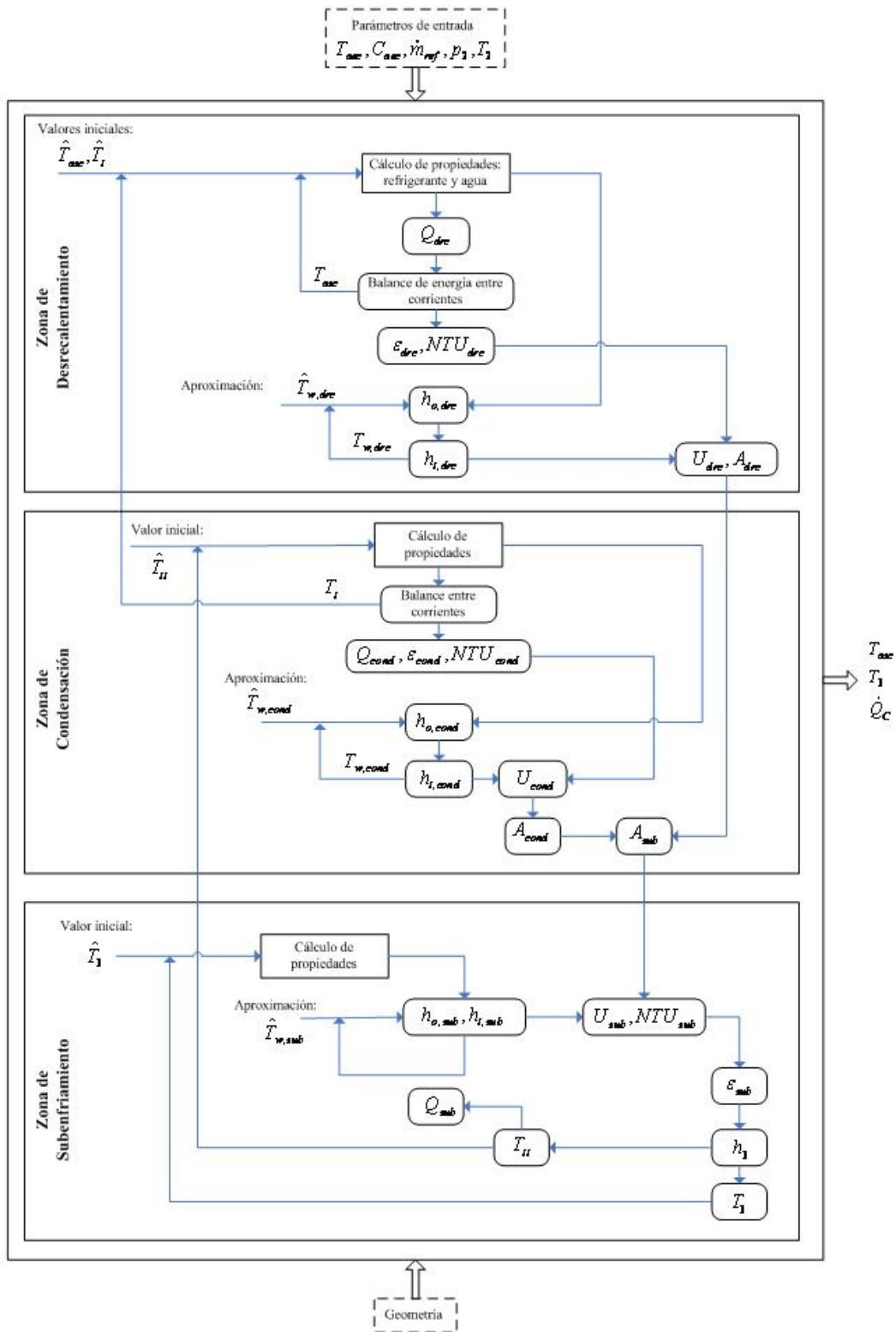


Fig. 3.18 Estrategia de simulación para el condensador.

### 3.7 Modelo de la válvula de expansión (TN2)

La válvula de expansión termostática es modelada como un orificio a través del cual se expande el refrigerante desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación. El flujo a través de este componente puede ser obtenido mediante la ec. (3.58) [13], [45], [51].

$$\dot{m}_{ref} = C_v A_0 \cdot \sqrt{2\rho_l \Delta p} \quad (3.58)$$

El coeficiente de flujo  $C_v$  depende del grado de apertura de la válvula, tomando un valor máximo cuando la válvula está totalmente abierta. El parámetro  $A_0$  se conoce como el área de vena contracta. Ambas variables,  $A_0$  y  $C_v$ , son de difícil evaluación por separado. Debido a esto, se define un nuevo parámetro, que involucra estas dos variables, llamado constante característica  $k_A$  [m<sup>2</sup>].

$$k_A = \sqrt{2} \cdot C_v \cdot A_0 \quad (3.59)$$

Por lo general, en los catálogos que proporciona el fabricante encontramos parámetros de la válvula relacionados a las capacidades  $\dot{Q}_{val}$  [kW] o al flujo másico  $\dot{m}_{ref,cat}$  [kg/s] que pasa a través del componente. Ambos parámetros están basados en la capacidad máxima de la válvula, correspondiente a la condición de apertura total, por lo que podemos definir la constante característica de la siguiente manera:

$$k_A = \frac{\dot{m}_{ref,cat}}{\sqrt{\rho_l \Delta p}} \quad (3.60)$$

La ec. (3.60) puede ser expresada en forma de una correlación como propone Saiz Jabardo et al. [52], por lo que a continuación vamos a describir, paso a paso, el análisis que efectuamos correspondiente a los datos del proveedor:

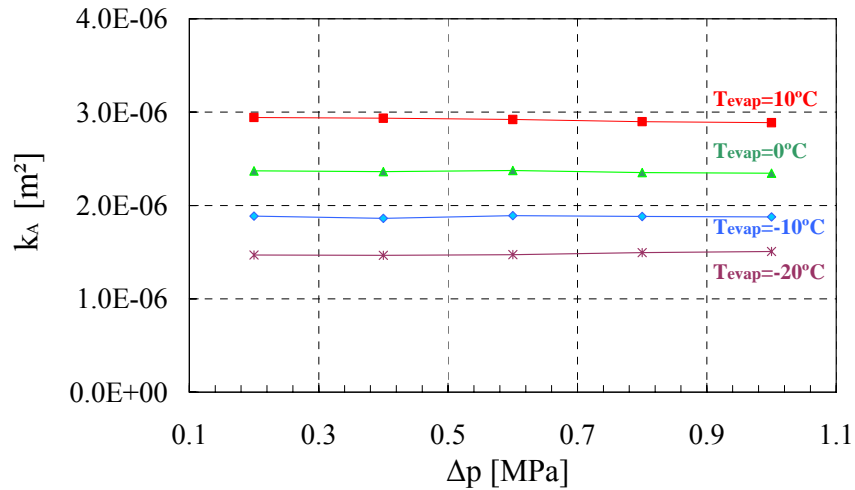
El banco experimental dispone de una válvula de expansión termostática específica para R134a (ver capítulo 4), por lo que basándonos en el catálogo *Danfoss* [92], se toman los datos correspondientes a la capacidad de la válvula en función de las distintas temperaturas de evaporación, variando de 10°C a -20°C (+10, 0, -10 y -20°C). Para cada temperatura de evaporación, los datos del catálogo indican capacidades para valores de caída de presión  $\Delta p$  [MPa] a través de la válvula.

Los valores de las capacidades provenientes del catálogo vienen dados para un grado de subenfriamiento de 4°C y para un grado de recalentamiento de 0°C. Así, de acuerdo a la ec. (3.61), es posible determinar el flujo másico referenciado al catálogo,  $\dot{m}_{ref,cat}$  [kg/s], a través de la capacidad y el incremento de entalpía en el evaporador:

$$\dot{m}_{ref,cat} = \frac{\dot{Q}_{val}}{\Delta h} \quad (3.61)$$

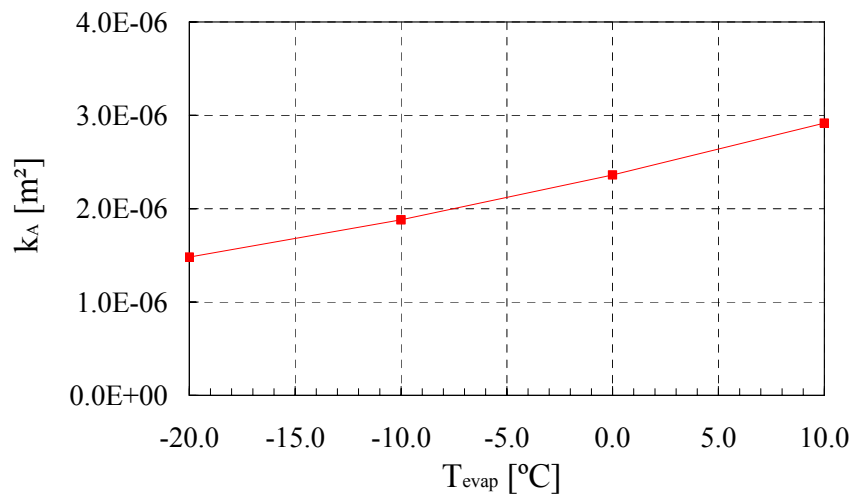
Una vez determinado el valor del flujo másico es posible estimar el valor de la constante característica mediante la ec. (3.60). La magnitud de la densidad del líquido,  $\rho_l$ , se determina del estado líquido subenfriado del refrigerante antes de entrar a la válvula.

En la Fig. 3.19 se ilustra el comportamiento de la constante  $k_A$  en función de la caída de presión. Se observa que la constante realmente no se ve afectada por la caída de presión, pero sí por la temperatura de evaporación correspondiente.



**Fig. 3.19** Caracterización de la constante  $k_A$  de la válvula TN2.

De acuerdo a lo observado en la Fig. 3.19, se determina un valor promedio de  $k_A$  correspondiente a cada temperatura de evaporación y, finalmente, se realiza un ajuste regresivo lineal. La Fig. 3.20 ilustra el comportamiento de  $k_A$ , apreciándose una dependencia lineal sobre el valor de la temperatura de evaporación.



**Fig. 3.20** Dependencia de  $k_A$  respecto a  $T_{evap}$ .

La correlación que se obtiene en la aproximación lineal se expresa mediante la ec. (3.62). Esta ecuación es considerada en la caracterización de la válvula.

$$k_A = A_k + B_k \cdot T_{evap} \quad (3.62)$$

Los valores encontrados para las constantes  $A_k$  y  $B_k$ , son  $0.0000024431 \text{ m}^2$  y  $4.85700000\text{E-}08 \text{ m}^2 \cdot \text{°C}^{-1}$  respectivamente.

Bajo condiciones normales de operación, la válvula de expansión está parcialmente abierta, por lo que el flujo a través del equipo es una fracción del máximo. Esta condición debe ser expuesta e introducida en el modelo. Se sabe que el flujo másico del refrigerante depende del grado de recalentamiento a la salida del evaporador, por lo que el grado de recalentamiento estático,  $GE$ , deberá ser ajustado mediante el husillo de ajuste de la válvula. En la ec. (3.63) se introduce también el término del grado de recalentamiento máximo,  $GR_{\max}$ , y el grado de recalentamiento real,  $GR$ .

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_{ref,cat} \frac{GR - GE}{GR_{\max} - GE} \quad (3.63)$$

Dentro de las características de la válvula estudiada se sabe que es una válvula sin MOP (máxima presión de funcionamiento). El fabricante especifica que este tipo de válvulas viene con un grado de recalentamiento estático  $GE$  igual a  $5K$ , útil para la mayoría de las condiciones de operación. Sin embargo, para nuestro análisis experimental debido a que buscamos que nuestro modelo sea lo más robusto posible, decidimos variar el grado de recalentamiento estático, analizando el comportamiento de la instalación frente al grado de recalentamiento estático en un rango de variación habitual del mismo.

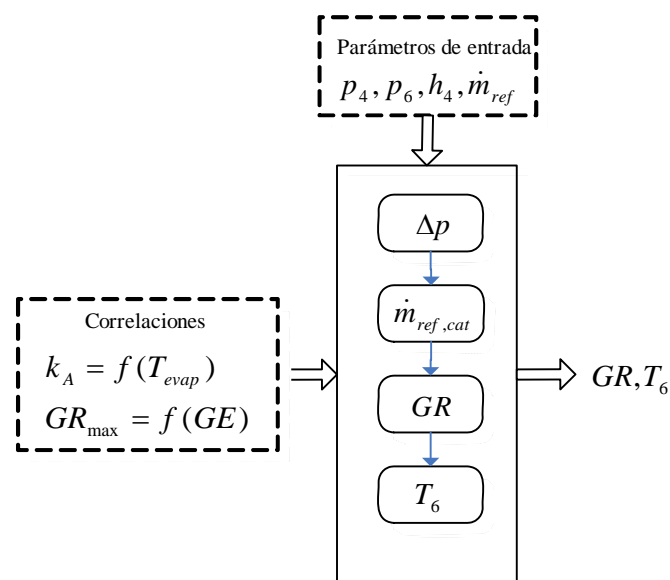
A partir de las condiciones anteriores, ajustamos experimentalmente una correlación para el grado de recalentamiento máximo  $GR_{\max}$  en función del grado de recalentamiento estático  $GE$ . La ec. (3.64) refleja las condiciones experimentales para el grado de recalentamiento estático.

$$GR_{\max} = -0.75 + 1.75 \cdot GE \quad (3.64)$$



### 3.7.1 Estrategia de simulación para la válvula

La simulación efectuada para la válvula de expansión es muy simple, a partir de las condiciones termodinámicas de entrada y de las correlaciones expresadas en las ecs. (3.62) y (3.64), y de una estimación de la caída de presión a través del componente, se calcula el flujo másico del refrigerante referenciado al catálogo con la ec. (3.60). Mediante la ec. (3.63) es posible estimar el grado de recalentamiento real en el evaporador y con este, la temperatura de salida del evaporador, siendo estos los únicos parámetros de interés en el modelo.

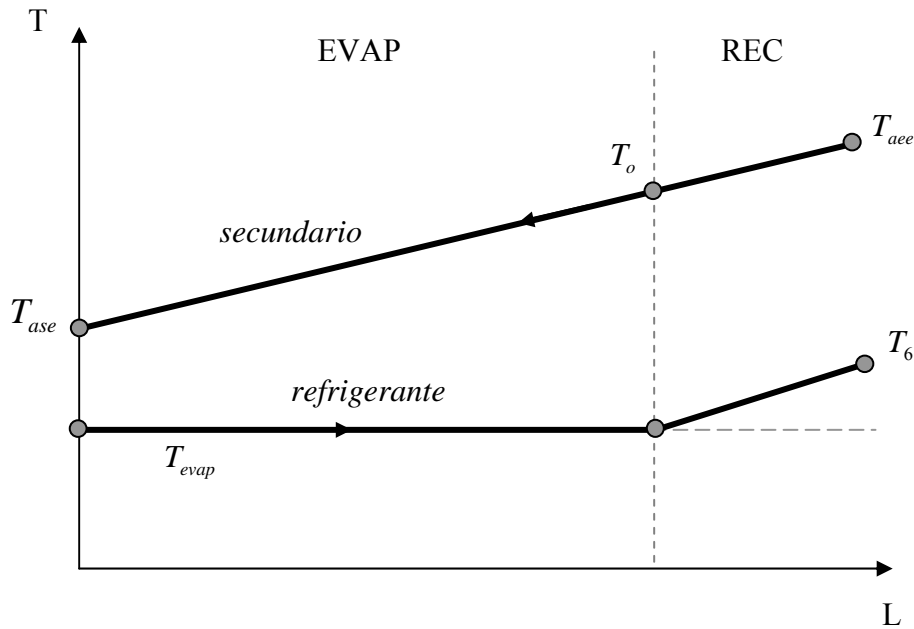


**Fig. 3.21** Estrategia de simulación para la válvula TN2.

### 3.8 Modelo del evaporador

El evaporador se ha decidido modelarlo en dos zonas asociadas al estado del refrigerante: zona de evaporación EVAP y zona de recalentamiento REC, como se ilustra en la Fig. 3.22. Las condiciones de entrada y salida de la mezcla agua-glicol son  $T_{aee}$  y  $T_{ase}$  respectivamente, incluyendo una temperatura intermedia  $T_o$  debido a la división de zonas. Por el lado del refrigerante, es bien conocido que la temperatura de un refrigerante puro durante el proceso de evaporación permanece constante para un

fluido puro y en ausencia de pérdidas de carga. La finalidad del recalentamiento es simplemente llevar el refrigerante del estado de saturación,  $T_{evap}$ , a la condición de salida del evaporador,  $T_6$ , asegurando la entrada de vapor sobrecalentado al compresor.



**Fig. 3.22** Zonas de transferencia de calor en el evaporador.

El evaporador se modela bajo el mismo contexto que el condensador. Se considera un intercambiador en contra-corriente y se caracteriza cada una de las zonas efectuando un análisis térmico  $\varepsilon - NTU$ . En las secciones siguientes se describe más en detalle el modelo propuesto.

### 3.8.1 Zona de evaporación (EVAP)

Cuando ocurre la evaporación en una interfaz sólido-líquido el proceso se caracteriza por la formación de burbujas de vapor que crecen y se separan de la superficie. La dinámica de formación de burbujas afecta al movimiento del fluido cerca de la superficie y, por tanto, influyen en alto grado en el coeficiente de transferencia de calor. La ebullición puede ocurrir bajo varias condiciones [39], en nuestro caso, para la

zona de evaporación, el análisis va enfocado al estudio de la ebullición en convección forzada.

### 3.8.1.1 Correlaciones para la ebullición forzada

En la ebullición por convección forzada el flujo se debe a un movimiento dirigido del fluido así como a los efectos de empuje y las condiciones dependen en gran parte de la geometría. La ebullición de convección forzada interna se caracteriza por los cambios rápidos de líquido a vapor en la dirección del flujo. Los procesos de ebullición son muy frecuentes en la industria, siendo la complejidad del fenómeno de la transferencia de calor por ebullición muy conocida. Para su caracterización existen diversos modelos empíricos en la bibliografía y los coeficientes que estiman pueden tener diferencias considerables.

Debido a que el proceso de transferencia de calor en ebullición forzada es un fenómeno complicado en el que intervienen varios patrones de flujo influenciados por la geometría de la superficie donde se produce la ebullición, se ha creado una simplificación que permite obtener resultados aceptables mediante una combinación de dos términos: ebullición nucleada (efecto microconvectivo),  $h_{bn}$ , y la ebullición convectiva (efecto macroconvectivo),  $h_{bc}$ . La combinación de estos dos mecanismos de transferencia de calor se representan mediante la expresión siguiente [93]:

$$h_{ef} = \left[ (h_{bn})^\omega + (h_{bc})^\omega \right]^{1/\omega} \quad (3.65)$$

En la ec. (3.65)  $h_{ef}$  representa el coeficiente de transferencia de calor por ebullición forzada en función de los dos mecanismos. A través del estudio se han propuesto distintas formas de establecer la transición de uno a otro fenómeno, combinando valores del exponente  $\omega$ : 1, 2, 3 y  $\infty$ . Con un valor del exponente de 1 resulta una simple adición originando un modelo de superposición expuesto por Chen [94]; proponiendo un método asintótico con  $\omega=2$ , y donde el valor del coeficiente de ebullición forzada tiende a un valor muy grande, se encuentra la propuesta de Kutateladze [95]; correlaciones de efectos separados: ebullición nucleada, ebullición

convectiva y supresión de burbujas Shah [96]; correlaciones más recientes y de tipo asintótico usando  $\omega=3$  las propuestas por Steiner y Taborek [97]. Una correlación fuera de este tipo de clasificaciones basada en la separación de zonas de dominancia de los fenómenos y que en cada una de estas zonas, se considera la influencia de los efectos convectivos y de nucleación es la propuesta por Kandlikar [98].

Para propósitos prácticos del análisis de la zona de evaporación, así como forma directa de realizar cálculos en la topología planteada, hemos considerado la correlación de Chen para el fenómeno de ebullición por convección forzada. En este método Chen fija  $\omega=1$  simplificando la ec. (3.65) y llegando a la siguiente expresión:

$$h_{ef} = (h_{bn}) + (h_{bc}) \quad (3.66)$$

Esta puede ser considerada la correlación más referenciada en los estudios de ebullición. Esta correlación ha sido analizada con datos disponibles de fluidos orgánicos y agua, estimando que aporta un error del  $\pm 12\%$  [94]. Chen notó que el vapor formado durante el proceso de evaporación incrementa la velocidad del líquido y continuamente la contribución de la transferencia de calor convectiva tiende a ser incrementada al flujo bifásico del fluido. Bajo esta consideración la ec. (3.65) es expresada mediante la ec. (3.67):

$$h_{ef} = h_{FZ} \cdot S + h_L \cdot F \quad (3.67)$$

El coeficiente de ebullición nucleada (término microconvectivo),  $h_{FZ}$ , se obtiene a partir de la correlación propuesta por Forster y Zuber [99]:

$$h_{FZ} = 0.00122 \left[ \frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75} \quad (3.68)$$

El sobrecalentamiento de la pared,  $\Delta T_{sat}$ , es la diferencia de la temperatura local de la pared interna del tubo,  $T_w$ , y la temperatura de saturación local,  $T_{sat}$ , es decir:

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (3.69)$$

Mientras que la diferencia de presión,  $\Delta p_{sat}$ , es obtenida por la presión de vapor del fluido a la temperatura de pared,  $p_w$ , y la presión de saturación,  $p_{sat}$ , como se indica en la ec. (3.70):

$$\Delta p_{sat} = p_w - p_{sat} \quad (3.70)$$

Por otro lado, el coeficiente convectivo (término macroconvectivo) de transferencia de calor asociado a la fase líquida,  $h_L$ , está dado por la correlación de Dittus-Boelter [82], correlación para la fracción de líquido fluyendo a lo largo del diámetro interno del tubo,  $D_{in}$ , usando el flujo másico (líquido + vapor),  $G$  [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ], para un número de Reynolds en fase líquida (fracción del líquido que circula por el tubo)  $Re_l$ :

$$h_L = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left( \frac{k_l}{D_{in}} \right) \quad (3.71)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x) \cdot D_{in}}{\mu_L} \quad (3.72)$$

El factor de supresión de la ebullición nucleada,  $S$ , escrito en la ec. (3.67), toma valores entre 0 y 1 y depende del flujo másico y de la calidad del vapor. Este factor se expresa en función de un número de Reynolds bifásico  $Re_{bf}$ :

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000253 \cdot Re_{bf}^{1.17}} \quad (3.73)$$

$$Re_{bf} = Re_l \cdot F^{1.25} \quad (3.74)$$

El factor multiplicativo bifásico,  $F$ , es un término de aumento del coeficiente de transferencia de calor convectivo debido a la turbulencia generada por la diferente densidad del vapor y el líquido, que se puede obtener mediante la expresión:

$$F = \begin{cases} 1, & \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 \\ 2.35 \cdot \left( \frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}, & \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \end{cases} \quad (3.75)$$

En la ec. (3.75)  $X_{tt}$  es el parámetro de Martinelli, usado sobre la convección como efecto bifásico, y viene definido como en la expresión:

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (3.76)$$

Donde los subíndices  $v$  y  $l$ , se refieren a la fase vapor y líquido respectivamente.

En cuanto a las correlaciones que se plantean para la convección forzada sobre el arreglo de tubos, se contemplan las mismas que se han comentado en la sección 3.6.1.2.

### 3.8.2 Zona de recalentamiento (REC)

La caracterización de la zona de recalentamiento está basada en expresiones citadas anteriormente, por lo que mostramos un resumen de las principales ecuaciones que caracterizan esta zona.

Balance de energía entre ambas corrientes:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_{evap}) = \dot{m}_{aee} \cdot c_{p,rec} \cdot (T_{aee} - T_o) \quad (3.78)$$

Utilizando el concepto de eficiencia (método  $\varepsilon - NTU$ ):

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_{evap}) = \varepsilon_{rec} \cdot C_{\min,rec} \cdot (T_{aee} - T_{evap}) \quad (3.79)$$

Eficiencia del intercambiador en la zona:

$$\varepsilon_{rec} = 2 \left\{ 1 + Cr_{rec} + (1 + Cr_{rec}^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp\left[-NTU_{rec} (1 + Cr_{rec}^2)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU_{rec} (1 + Cr_{rec}^2)^{1/2}\right]} \right\}^{-1} \quad (3.80)$$

Número de unidades de transferencia:

$$NTU_{rec} = \frac{U_{rec} \cdot A_{rec}}{C_{\min,rec}} \quad (3.81)$$

Coefficiente global de transferencia de calor:

$$U_{sub} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,sub}} \cdot \frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}} + \frac{D_{ex,c} \cdot \ln\left(\frac{D_{ex,c}}{D_{in,c}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}} + \frac{1}{h_{o,sub}} + R_{o,e}} \quad (3.82)$$

Correlación de Gnielinski, flujo interno:

$$Nu_{rec} = \frac{\left(\frac{f_{rec}}{8}\right) \cdot (\text{Re}_{rec} - 1000) \cdot \text{Pr}_{rec}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{rec}}{8}\right)^{1/2} (\text{Pr}_{rec}^{2/3} - 1)} \quad (3.83)$$

Correlación de Zukauskas, flujo externo:

$$\frac{h_{o,rec} \cdot D_{ex,c}}{k_{rec}} = C \cdot \text{Re}_{D,\max}^m \cdot \text{Pr}_{rec}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}_{rec}}{\text{Pr}_s}\right)^{1/4} \quad (3.84)$$

En el evaporador se plantea una ecuación de cierre involucrando las superficies de transferencia de calor, ya que se conoce el valor de la superficie de transferencia de calor total.

$$A_E = A_{evap} + A_{rec} \quad (3.85)$$

### 3.8.3 Estrategia de simulación para el evaporador

En la Fig. 3.23 se presenta la estrategia de simulación del evaporador, donde se especifican los parámetros de entrada al bloque (variables y características geométricas del intercambiador). Comenzando la simulación en el sentido que fluye el refrigerante por el circuito frigorífico se requieren dos valores iniciales de temperatura,  $\hat{T}_{ase}$  y  $\hat{T}_o$ , para la estimación de las propiedades termofísicas de ambos fluidos en la zona de evaporación. Para estimar el coeficiente externo,  $h_{o,evap}$ , se asigna un valor aproximado de la temperatura de pared,  $\hat{T}_{w,evap}$ , para el cálculo de propiedades. Con la estimación del coeficiente de ebullición nucleada,  $h_{FZ}$  y el convectivo,  $h_L$ , se consigue evaluar el coeficiente de ebullición por convección forzada,  $h_{ef}$ . Como el cálculo de la temperatura de pared está en función de los coeficientes externo e interno ec. (3.48), se vuelve a ajustar dicho valor. Aplicando un balance de energía entre ambas corrientes se puede estimar la temperatura de la mezcla agua-glicol,  $T_{ase}$ , y por segunda ocasión se hace un ajuste en la zona. Con estimaciones previas se llega a calcular la superficie  $A_{evap}$ . La ec. (3.85) acopla prácticamente ambas zonas del evaporador. Hay que notar la importancia del uso de correlaciones que tienen mejor ajuste, ya que es muy sensible la estimación de la superficie de intercambio al cálculo de los coeficientes convectivos.

De la zona de recalentamiento se estima la temperatura intermedia de ambas zonas,  $T_o$ , con la cual se ajusta el valor inicial propuesto en la zona de evaporación. Valores aproximados de  $\hat{T}_6$  y  $\hat{T}_{w,rec}$  son necesarios para efectuar la simulación, de igual manera que en la zona EVAP se estiman estos valores y se vuelve a realizar un ajuste en todo el proceso de simulación hasta que se llega a la solución plantada.



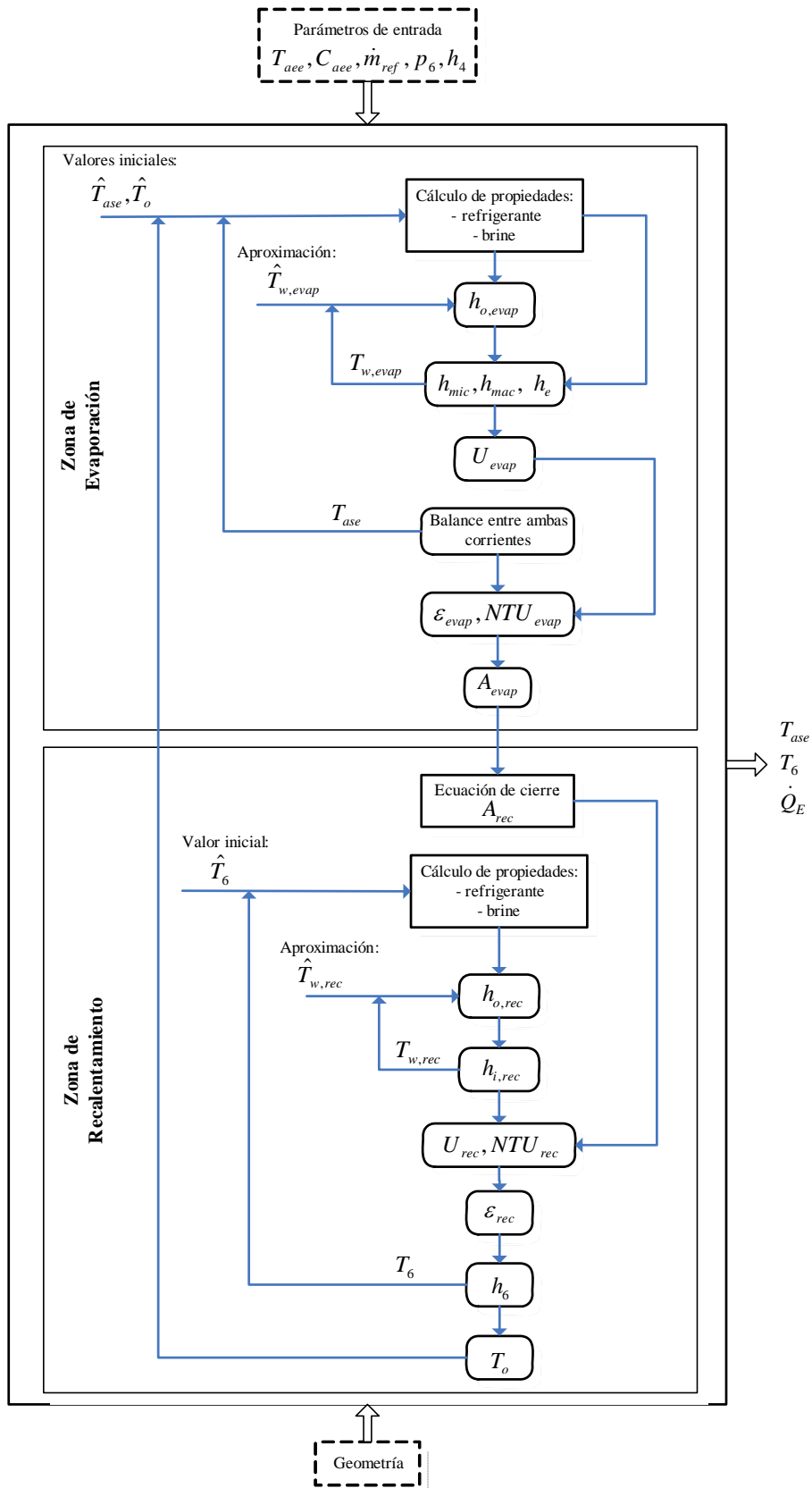


Fig. 3.23 Estrategia de simulación para el evaporador.

### **3.9 Modelado y acoplamiento global**

En las secciones anteriores se ha expuesto la caracterización de cada uno de los componentes de la instalación, así como la estrategia de simulación “local” para cada uno de ellos. En la validación local debe estar claro que se realiza con datos que son extraídos de manera experimental y que no necesariamente representan los parámetros de entrada y salida planteados en los objetivos del modelo. La validación local ha sido necesaria para comprobar el correcto funcionamiento de cada bloque, obteniendo errores máximos de  $\pm 10\%$ . La validación de los parámetros analizados se presenta en el capítulo de validación. Entonces la simulación por bloques (componentes) es efectuada sin ningún problema porque se introducen los parámetros que el modelo local requiere.

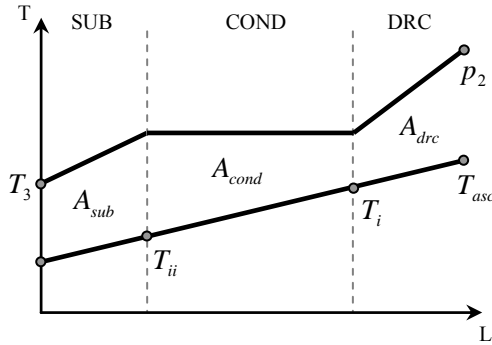
Finalmente, es necesario acoplar los bloques para construir un solo esquema que represente el modelo físico global de la instalación. Para eso debemos de confirmar que el sistema de ecuaciones sea coherente en cuanto al número de incógnitas y ecuaciones.

#### **3.9.1 Acoplamiento en el sistema de ecuaciones**

De forma general conocemos que los intercambiadores de calor suelen ser los máximos responsables del modelo del sistema, y por tanto, los que pueden causar falta de acoplamiento. En el momento de seguir una secuencia de acoplamiento entre cada uno de los equipos hemos observado que el planteamiento de ecuaciones en los intercambiadores es fundamental, ya que en la topología planteada es allí donde se estiman las presiones de funcionamiento. La Tabla 3.4 muestra el planteamiento de las ecuaciones para cada una de las zonas en los intercambiadores. En el esquema de las zonas de cada intercambio se ilustran las variables que internamente deben estimarse.

Para el condensador tenemos un total de 8 incógnitas mostradas en el diagrama, mientras que tenemos un sistema de 7 ecuaciones contando los balances de energía y la ecuación de cierre por superficies de transferencia de calor.

**Tabla 3.4** Acoplamiento de ecuaciones en los intercambiadores de calor.



Zona DRC:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_{2v}) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,drc} \cdot (T_{asc} - T_i)$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_{2v}) = \varepsilon_{drc} \cdot C_{min,drc} \cdot (T_2 - T_i)$$

Zona COND:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2v} - h_{2l}) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_i - T_{ii})$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2v} - h_{2l}) = \varepsilon_{cond} \cdot C_{min,cond} \cdot (T_{cond} - T_{ii})$$

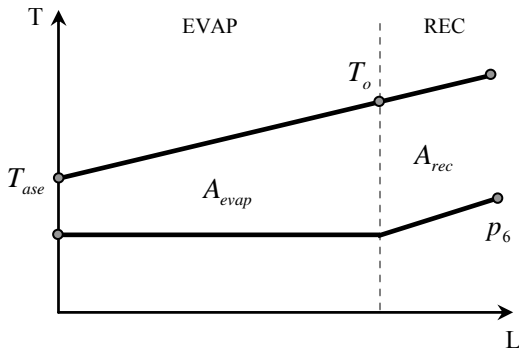
Zona SUB:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2l} - h_3) = \dot{m}_{aec} \cdot c_{p,sub} \cdot (T_{ii} - T_{aec})$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2l} - h_3) = \varepsilon_{sub} \cdot C_{min,sub} \cdot (T_{cond} - T_{aec})$$

Ecuación de cierre:

$$A_C = A_{drc} + A_{cond} + A_{sub}$$



Zona EVAP:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{evap} - h_5) = \dot{m}_{aee} \cdot c_{p,evap} \cdot (T_o - T_{ase})$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_{evap}) = \varepsilon_{rec} \cdot C_{min,rec} \cdot (T_{aee} - T_o)$$

Zona REC:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_{evap}) = \dot{m}_{aee} \cdot c_{p,rec} \cdot (T_{aee} - T_o)$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_{evap}) = \varepsilon_{rec} \cdot C_{min,rec} \cdot (T_{aee} - T_{evap})$$

Ecuación de cierre:

$$A_E = A_{evap} + A_{rec}$$

Para el evaporador no se presenta falta de acoplamiento, tenemos 5 incógnitas representadas en el esquema de zonas y un total de 5 ecuaciones planteadas. Por tanto, para acoplar matemáticamente el modelo del condensador, y por ende el modelo físico global, es necesario implementar otra ecuación. Analizando el fenómeno y la caracterización de cada zona del condensador, decidimos obtener una correlación

experimental para el grado de subenfriamiento,  $GS$  [K], en función de las características esperadas de funcionamiento de la instalación. Por lo tanto, el análisis inicial está basado en las presiones de funcionamiento del sistema y en el régimen de giro del compresor. Mediante un análisis estadístico observamos que el  $GS$  depende en mayor grado de la presión de condensación, realizando el mejor ajuste posible hemos encontrado una expresión entre las presiones de funcionamiento del sistema, obteniendo la expresión de la ec. (3.86) la cual tiene un grado de correlación de  $R^2=84.5\%$ .

$$GS = s_0 + s_1 \cdot p_{cond} + s_2 \cdot p_{evap} \quad (3.86)$$

Donde  $s_0$  es igual a  $7.51825445E-02$  K,  $s_1$  y  $s_2$  son  $2.89126527$  K MPa<sup>-1</sup> y  $-4.81205835$  K MPa<sup>-1</sup> respectivamente.

Así pues, con la ec. (3.86) es suficiente para acoplar el sistema de ecuaciones global.

### 3.9.2 Estrategia de simulación para el modelo físico global

La Fig. 3.24 ilustra la estrategia del modelo global donde se puede observar que los parámetros de entrada son de fácil acceso, tal y como se había planteado en el objetivo de desarrollo del modelo, logrando una completa caracterización del comportamiento de la instalación.

Para iniciar el proceso de acoplamiento se precisan unos valores iniciales de las presiones de funcionamiento,  $p_{cond}$  y  $p_{evap}$ , temperatura en la aspiración,  $T_7$ , y grado de recalentamiento total,  $GR$ . Mientras se avanza en cada equipo se observa que la línea de descarga, condensador y evaporador requieren de valores aproximados de temperatura para su proceso interno de simulación, que pueden obtenerse de los valores simulados en el proceso. El acoplamiento de cada componente se realiza a través de parámetros de salida necesarios para el siguiente componente y así sucesivamente hasta que se cierra el ciclo. En los intercambiadores de calor se estiman las presiones de

funcionamiento, las cuales son valores que reemplazan las presiones iniciales. En el bloque de la válvula de expansión se estima el grado de recalentamiento y la temperatura de aspiración, y se actualizan en el proceso de simulación. De esta manera general acoplamos un modelo único y listo para ser validado. La validación del modelo se presenta en el siguiente capítulo.

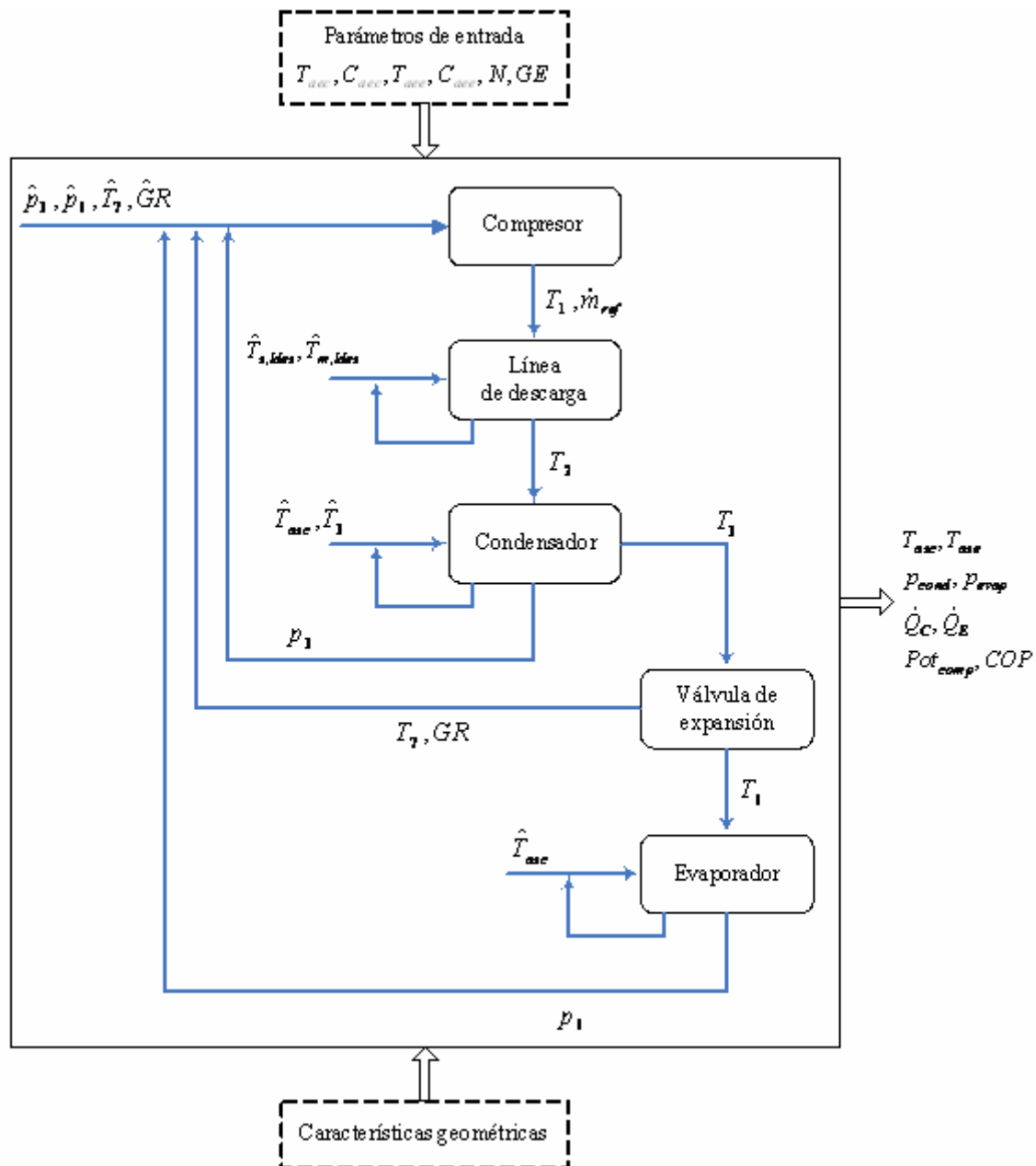


Fig. 3.24 Estrategia de simulación y acoplamiento global.

### **3.10 Conclusiones del modelado**

El desarrollo del modelo físico estacionario presentado en este capítulo se ha basado en la caracterización individual de cada uno de los componentes involucrados en la instalación. Con el objetivo de conseguir un modelo de fácil uso, los parámetros de entrada se han tomado de variables de fácil acceso y medición en este tipo de instalaciones, con los cuales y a través de la adecuada caracterización se puede predecir el comportamiento global de la instalación.

Así, en el desarrollo del modelo se han seguido el desarrollo de las siguientes fases:

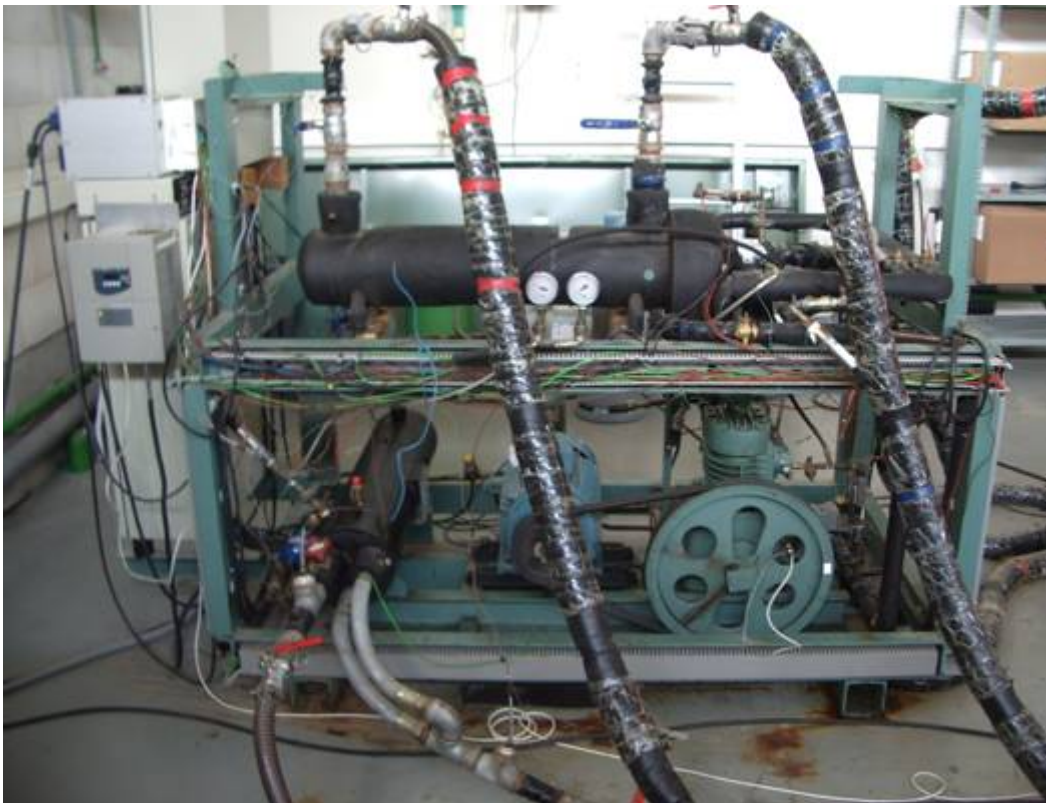
1. Caracterización individual de los equipos basada en fundamentos físicos y, en algunos casos, con el desarrollo de correlaciones empíricas ya sea con datos experimentales o de catálogo.
2. Se ha estructurado una estrategia de simulación para cada bloque (componente), con el fin de dar un oportuno seguimiento en la estimación de los distintos parámetros involucrados y conseguir el control en el manejo iterativo de las expresiones planteadas.
3. Después de obtener una convergencia en el sistema de ecuaciones características del componente, se ha realizado el acoplamiento, originando de esta manera la estructura del modelo físico global. En esta estructura también se sigue una estrategia de simulación para el seguimiento de los parámetros estimados. Una vez concluido esto, tenemos un modelo físico global listo para su validación.

## Descripción de la instalación experimental

---

### 4.1 Aspectos generales de la instalación

La instalación que se ha utilizado como plataforma en el desarrollo y validación del modelo físico estacionario propuesto en este trabajo doctoral se localiza en el Laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I.



**Fig. 4.1** Instalación simple de compresión de vapor.

La instalación, mostrada en la Fig. 4.1, consiste en un circuito simple de compresión de vapor, habiendo sido especialmente diseñada y construida para el análisis y diagnóstico de su comportamiento en un amplio rango de condiciones de operación. La instalación se encuentra totalmente instrumentada, contando así con sensores para la medición de los principales variables como: presión, temperatura, caudales, régimen de giro, entre otras. El circuito prácticamente consta de los componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. Así mismo, la instalación está adaptada para trabajar con distintos refrigerantes, aunque en este trabajo hemos utilizado el fluido R134a.

## **4.2 Circuitos principales que forman la instalación**

La instalación completa está formada básicamente por tres circuitos relacionados entre sí conformando el funcionamiento real de una instalación. El condensador y evaporador trabajan con fluidos secundarios que disponen de circuitos independientes, cada uno de los cuales representa ambientes con los que trabaja una instalación real. Así, se distinguen:

- 1) Circuito frigorífico simple por compresión de vapor.
- 2) Circuito de calentamiento de la mezcla agua-glicol para el evaporador simulando la carga.
- 3) Circuito de enfriamiento del agua para el condensador simulando condiciones de condensación.

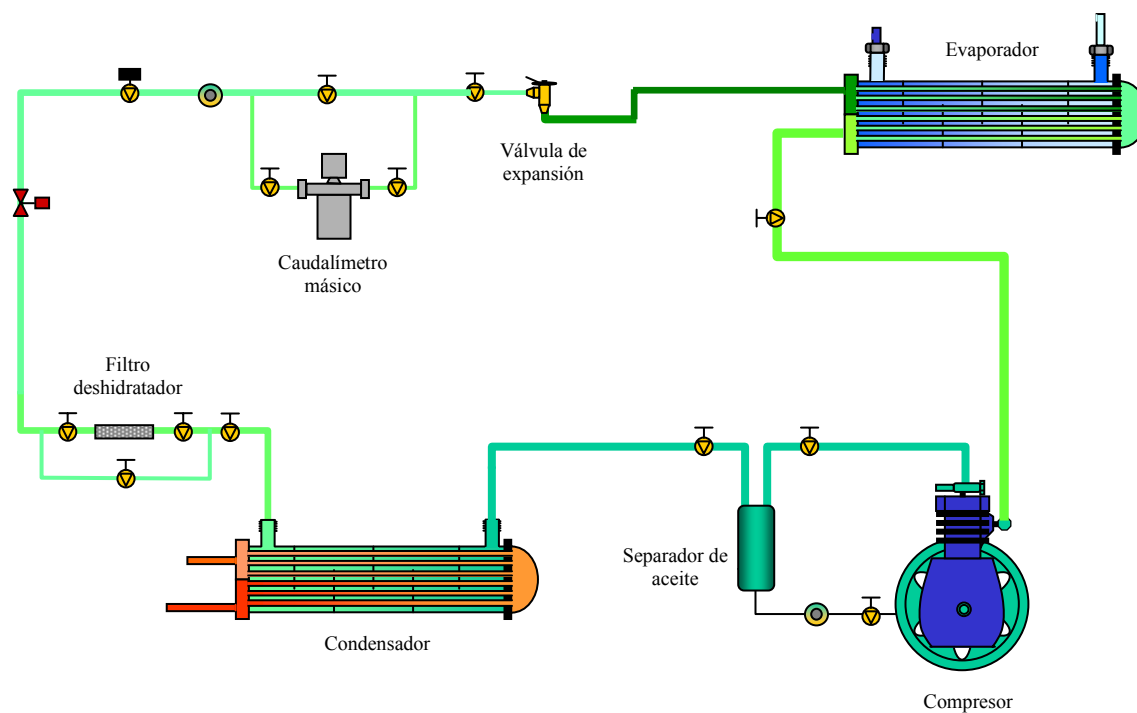
Los circuitos tienen características particulares, por lo que a continuación se describen con mayor profundidad.

### **4.2.1 Circuito frigorífico simple**

El circuito frigorífico es el que se muestra en la Fig. 4.1, en la Fig. 4.2 se puede ver una representación gráfica de los principales componentes unidos mediante sus respectivas líneas de conexión. El circuito tiene montado un compresor alternativo de



tipo abierto, el cual es accionado por un motor eléctrico de 5 kW a través de un sistema de poleas, además, cuenta con una alimentación flexible por medio de un variador de frecuencia, con lo que se permite trabajar a distintas velocidades de giro del compresor. Cuando el vapor sobrecalentado es comprimido, este se conduce hasta una botella de separación de aceite y luego pasa directamente al condensador. Este intercambiador de calor es de carcasa y tubos (*shell-and-tube*), con un paso por carcasa y dos por tubos, el refrigerante circula por el lado de la carcasa mientras el agua lo hace por dentro de los tubos. En el condensador el refrigerante proveniente de la descarga del compresor es desrecalentado hasta una condición de saturación para su posterior condensación y subenfriamiento. Después circula a través de un filtro deshidratador hasta llegar a la válvula de expansión termostática. Después de la expansión, el refrigerante es introducido al evaporador, el cual también es de carcasa y tubos, circulando el refrigerante por dentro de los tubos y la mezcla de agua-glicol lo hace por fuera; la configuración del intercambiador es de dos pasos por tubos y uno por carcasa. El refrigerante sale del evaporador con cierto grado de recalentamiento y es enviado finalmente al compresor, cerrando de esta manera el circuito frigorífico. Su descripción en detalle se verá en el apartado 4.3 y su instrumentación en el apartado 4.4

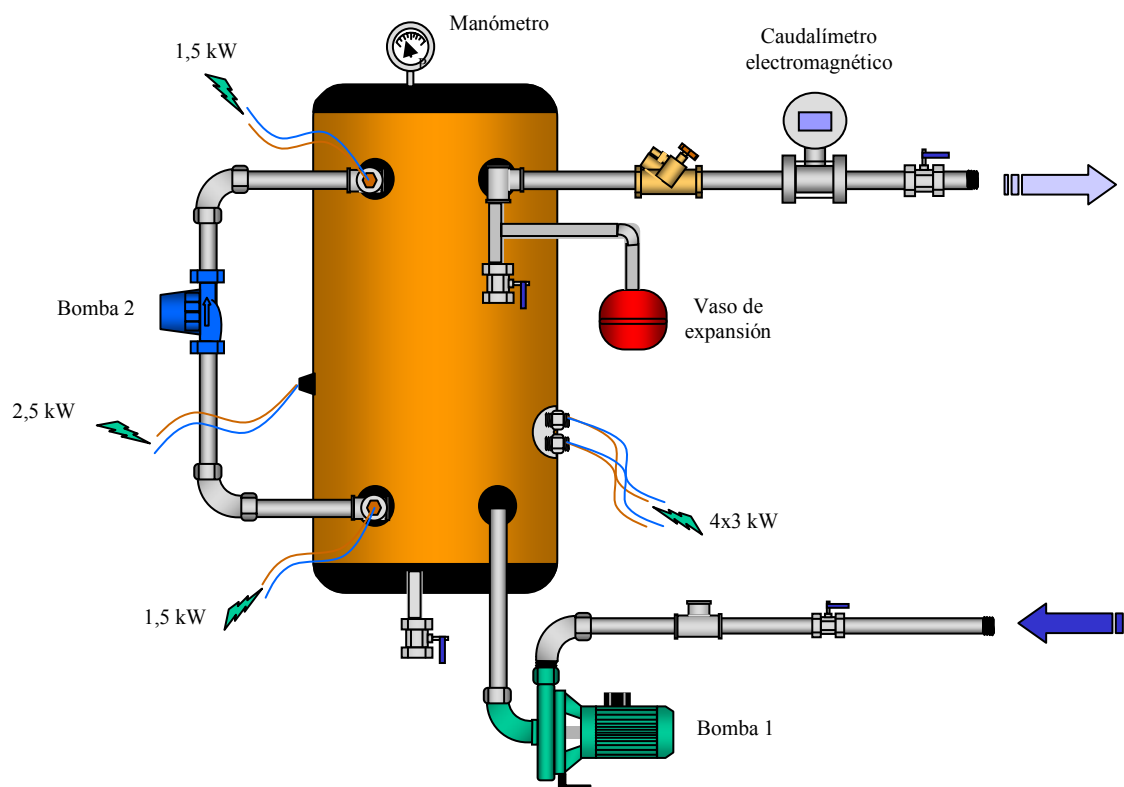


**Fig. 4.2** Esquema del circuito frigorífico de compresión de vapor.

#### 4.2.2 Circuito de aportación de carga térmica al evaporador

En un proceso de refrigeración por evaporación el fluido secundario se encuentra a una temperatura más elevada que la del refrigerante, por lo que se efectúa una transferencia de calor hacia éste, obteniendo como resultado un enfriamiento del fluido exterior. Por tal motivo, la instalación experimental cuenta con un circuito de aportación de carga térmica para mantener las condiciones de operación del fluido secundario.

El evaporador está diseñado para que el fluido secundario pueda ser una mezcla de agua-glicol, ésta es calentada en un depósito mediante una configuración de resistencias eléctricas diseñadas con el fin de simular la carga térmica que se pretende enfriar.



**Fig. 4.3** Esquema del circuito de aportación de carga térmica.

El porcentaje de mezcla agua-glicol, enfriada previamente en el evaporador, es transportada hacia el depósito a través del impulso proporcionado por la bomba 1, como

se ilustra en la Fig. 4.3. Dentro del depósito en la parte inferior existen cuatro resistencias de inmersión de 3 kW cada una. Estas cuatro resistencias pueden ser controladas por medio de un punto de consigna, consiguiendo mantener aproximadamente constante la temperatura de entrada del fluido secundario al evaporador, esto es posible mediante un control de estas resistencias a través de un PID. Además, en el depósito existen otras dos resistencias eléctricas de 1.5 y 2.5 kW para aumentar la carga según sea la condición de interés. La bomba 2 está ubicada en esa posición para realizar una recirculación del fluido a fin de evitar el fenómeno de estratificación y consiguiendo una homogenización en el depósito y evitar fluctuaciones que pueda repercutir en el funcionamiento del evaporador y del sistema. El circuito cuenta con un manómetro para el conocimiento de la presión que se tiene en el tanque, y un vaso de expansión para absorber el aumento de volumen que se produce al variar la temperatura de la mezcla. En cuanto a la instrumentación, dado que se requiere el caudal y temperaturas de la mezcla, se dispone de un caudalímetro electromagnético con una precisión de un error máximo de  $\pm 0.33\%$  y dos termopares de superficie, tipo K, que miden la temperatura a la entrada y salida del evaporador con una precisión de  $\pm 0.3K$ . Las Fig. 4.4 a 4.10 ilustran los equipos que físicamente están ubicados en el circuito aportador de carga (CAC).



**Fig. 4.4** Vaso de expansión del CAC.



**Fig. 4.5** Caudalímetro electromagnético del CAC.



**Fig. 4.6** Depósito acumulador.



**Fig. 4.7** Bomba de empuje del CAC.



**Fig. 4.8** Bomba de recirculación.



**Fig. 4.9** Manómetro del CAC.



**Fig. 4.10** PID.

En la Tabla 4.1, se muestran las especificaciones técnicas generales de los componentes de mayor interés que forman parte del circuito de aportación de calor.

Estos datos son referenciados en los catálogos por el fabricante y a través de las placas de información.

**Tabla 4.1** Especificaciones técnicas generales del CAC.

<i>Depósito acumulador</i>	Marca Lapesa Modelo: G-500-R Volumen: 500 L Presión máx. 0.8 MPa Temp. máx. 90°C	<i>Vaso de expansión</i>	Marca ELBI Presión máx. 1 MPa Volumen: 18 L Temperatura: -10°C a 99°C
<i>Bomba de recirculación</i>	Marca GRUNDFOS Presión máx. 1 MPa 230 V, 50 Hz	<i>Bomba de empuje</i>	Marca SACI Caudal: 1-6 m <sup>3</sup> /h Potencia: 1.8kW
<i>Caudalímetro electromagnético</i>	Marca: ADMAG SE Tamaño: 25 mm Potencia: 10 W Corriente: 4-20 mA Precisión de $\pm 0.33\%$	<i>Manómetro</i>	Rango: 0-0.6 MPa
		<i>Sonda de temperatura</i>	Tipo K Precisión de $\pm 0.3K$

### 4.2.3 Circuito de disipación térmica del condensador

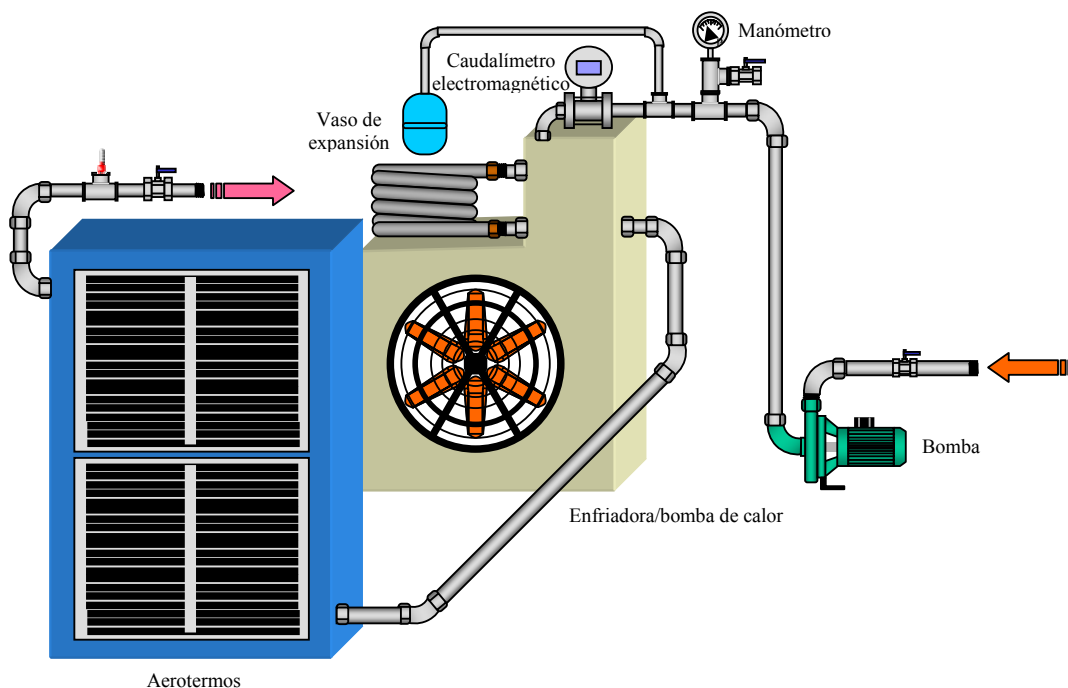
En un sistema de compresión de vapor se produce un calentamiento del fluido secundario utilizado como agente condensante, causado por el desrecalentamiento y posterior condensación del vapor descargado por el compresor hasta llegar a condiciones de líquido subenfriado. Por lo tanto, nuestra instalación dispone de un sistema para disipación de tal calor cedido en el proceso de condensación y simula de esta forma las condiciones externas del condensador.

El fluido secundario con que trabaja el condensador es agua, ésta es enfriada en un sistema auxiliar para compensar el calor que absorbe al paso por el condensador. El sistema auxiliar está formado por un conjunto de bomba de calor comercial y aerotermos. El conjunto nos permite controlar las condiciones de condensación de la instalación bajo estudio. Es importante mencionar que el suministro del agua al circuito

de disipación es agua de red, para consideraciones del factor de impureza en el intercambiador.

La Fig. 4.11 representa el circuito de disipación (simulación de condiciones de condensación). El agua, tras su paso por el condensador, sale con una temperatura mayor y se enfría en el sistema auxiliar de disipación para mantener constante las condiciones del fluido secundario a la entrada del condensador. La bomba de empuje proporciona el movimiento del fluido por el circuito. El manómetro nos indica la presión a la cual se encuentra el circuito, que por lo general se mantiene en 0.19 MPa aproximadamente. La medición del caudal se registra al paso por el caudalímetro electromagnético; este sistema cuenta con un vaso de expansión por seguridad. Dependiendo de las condiciones de operación requeridas en el circuito frigorífico, el sistema es capaz de fijarlas a voluntad.. En las Fig. 4.12 a 4.18 se muestran los equipos físicos que conforman el circuito de disipación de calor (CDC).

El caudal volumétrico del agua puede ser variado manualmente por medio de una válvula de equilibrado. El rango de variación en la disminución de temperatura del agua por los aerotermos, se logra mediante un variador de frecuencia para los ventiladores que va de 10 a 50 Hz.



**Fig. 4.11** Esquema del circuito de disipación de calor.



**Fig. 4.12** Bomba de calor.



**Fig. 4.13** Bomba de empuje del CDC.



**Fig. 4.14** Manómetro del CDC.



**Fig. 4.15** Válvula de equilibrado STAD.



**Fig. 4.16** Caudalímetro electromagnético del CDC.





**Fig. 4.17** Aeroterminos.



**Fig. 4.18** Vaso de expansión del CDC.

Las especificaciones técnicas generales de los componentes principales del circuito de disipación de calor (CDC) se muestran en la Tabla 4.2.

**Tabla 4.2** Especificaciones técnicas generales del CDC.

<i>Bomba de calor auxiliar</i>	Marca Clima Roca York Modelo: LCA-90-BRAW-90 Potencia eléctrica calor: 3.1 kW Potencia eléctrica frío: 2.72 kW Refrigerante R22, R134a	<i>Aerotermino</i>	Marca BTU Potencia: 35.5 kW * Flujo de aire: 2.7 m <sup>3</sup> /h * agua a 85/75°C
<i>Vaso de expansión</i>	Marca ZILMET Capacidad: 5L	<i>Bomba de empuje</i>	Marca SACI Caudal: 2.6-15 m <sup>3</sup> /h Potencia: 0.8 kW
<i>Caudalímetro electromagnético</i>	Marca: ADMAC SE Tamaño: 25 mm Presión min. Fluido: 0.1 MPa Potencia: 10 W Corriente: 4-20 mA Precisión de $\pm 0.33\%$	<i>Manómetro</i>	Rango: 0-1 MPa
		<i>Sonda de temperatura</i>	Tipo K Precisión de $\pm 0.3K$

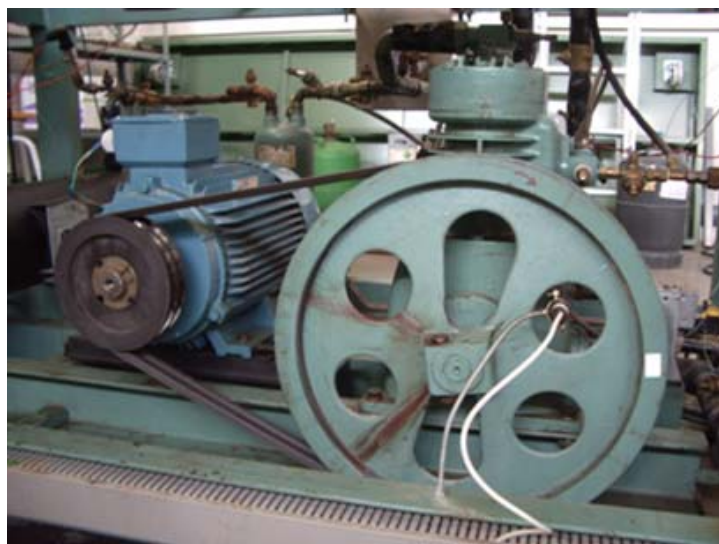


### 4.3 Elementos principales de la instalación

En esta sección comentaremos las características geométricas y técnicas de mayor interés de los principales componentes del circuito frigorífico. Algunas de estas características se tratan como parámetros de entrada en el modelo, por ejemplo, la descripción geométrica en los intercambiadores de calor es parte fundamental en el desarrollo del modelo. En esta sección se pretende mostrar un desglose de aquellos parámetros que caracterizan a los componentes. La descripción presentada de los equipos lleva una secuencia acorde a la dirección del flujo refrigerante por el circuito.

#### 4.3.1 Compresor

El compresor montado en la instalación es un compresor alternativo de tipo abierto de la marca Bitzer, modelo V [100]. Estos compresores se caracterizan por conseguir la reducción de volumen asociado al aumento de presión mediante movimiento longitudinal de un pistón en el interior del cilindro. Así, el compresor dispone de carcasa independiente, estando conectado al motor mediante una transmisión mecánica a través de poleas. En la Tabla 4.3 se comentan los principales parámetros técnicos de este componente.



**Fig. 4.19** Acoplamiento motor-compresor.

**Tabla 4.3** Datos geométricos y técnicos del motor-compresor.

Número de cilindros	2
Diámetro de la camisa (mm)	85
Carrera del pistón (mm)	60
Diámetro polea del motor (mm)	180
Diámetro polea compresor (mm)	450
Correas trapezoidales (DIN 2215)	2 x 17
Carga de aceite (dm <sup>3</sup> )	2.5
Régimen de giro mínimo (rpm)	400
Régimen de giro máximo (rpm)	600
Volumen desplazado* (m <sup>3</sup> /h)	23.1
Potencia frigorífica ** (kW)	
R134a	6.36

\* Para un régimen de giro de 565 rpm

\*\*  $T_{succ} = 20^{\circ}C$ ,  $GS = 0^{\circ}C$ ,  $T_{cond} = 30^{\circ}C$ ,  $T_{evap} = -15^{\circ}C$ ,  $motor = 1450 rpm$

El refrigerante al salir del compresor pasa por una botella de separación de aceite, la funcionalidad de este componente básicamente es la separación y recuperación del aceite transportado por el gas refrigerante en la fase de vapor a la salida del compresor. Limita la cantidad de aceite en el circuito frigorífico, permitiendo así aumentar el rendimiento de los intercambiadores de calor y evitar la obstrucción de la válvula de expansión y el desgaste anormal de los compresores por falta de aceite. La botella de separación de aceite es de la marca ESK y se muestra en la Fig. 4.20. El aceite que se usa en la instalación es *synthetic polyol ester* (POE).

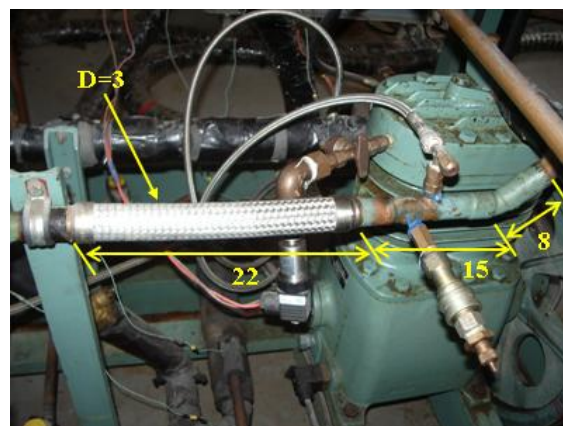
**Tabla 4.4** Datos técnicos de la botella de separación de aceite.

Modelo	OS-22
Volumen (L)	3.5
Temperatura máx. (°C)	100
Presión máx. (MPa)	2.8

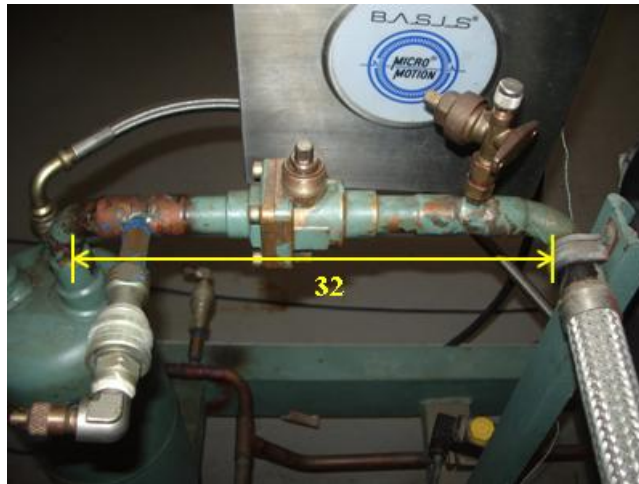


**Fig. 4.20** Botella de separación de aceite.

El refrigerante desde la descarga del compresor hasta que entra al condensador, pasa a través de la línea de descarga, ésta debido al espacio y posicionamiento de los distintos componentes de la instalación, está sobredimensionada en su longitud, ocasionando un desrecalentamiento externo y por tal motivo es de considerarse en el desarrollo del modelo físico global en la presente tesis. La Fig. 4.21 ilustra la caracterización dimensional por secciones para la línea, la tubería es de cobre para las consideraciones pertinentes y todas las medidas mostradas están en centímetros, el diámetro de la tubería es de 2.2 cm y de 3 cm el tramo antivibración.



(a)



(b)



(c)

**Fig. 4.21** Caracterización de la línea de descarga.  
 (a) Sección a. (b) Sección b. (c) Sección c.

### 4.3.2 Condensador

El condensador tiene un diseño del tipo multitubular de carcasa y tubos de la marca COFRICA, modelo RS-25. El diseño posibilita su inspección para la limpieza por ambos extremos. El intercambiador está expuesto a la intemperie, ocasionando un porcentaje de pérdida de energía al ambiente. La Fig. 4.22 ilustra el componente físico montado en la instalación.

Los datos técnicos presentados en la Tabla 4.5, son datos proporcionados por el fabricante, los cuales son obtenidos empleando agua por el lado de los tubos bajo las siguientes condiciones:

- Temperatura entrada de agua: 29.4 °C
- Temperatura salida de agua: 35 °C
- Temperatura de condensación: 40.6 °C
- Factor de ensuciamiento: 0.0000239 hm<sup>2</sup>°C/kJ

**Tabla 4.5** Datos geométricos y técnicos del condensador.

Capacidad (kW)	25.8
Caudal lado carcasa (m <sup>3</sup> /h)	3.7
Pérdida de presión lado carcasa (MPa)	0.043
Volumen lado carcasa (m <sup>3</sup> )	0.0175
Volumen lado de los tubos (m <sup>3</sup> )	0.0024
Número de tubos (2 pasos)	10
Superficie lado refrigerante (m <sup>2</sup> )	2.87
Diámetro interno de los tubos (m)	0.013
Diámetro externo de los tubos (m)	0.016
Diámetro externo de la carcasa (m)	0.195
Diámetro interno de la carcasa (m)	0.183
Longitud de la carcasa (m)	0.87
Longitud del tubo (m)	0.8
Distancia entre centros en los tubos (m)	0.0195
Distancia entre tubos (m)	0.0035
Número de baffles	4
Número de filas de tubos verticales	4
Material de construcción acero al carbono	



**Fig. 4.22** Condensador.

A la salida del condensador se encuentra un filtro deshidratador que sirve para mantener un nivel mínimo de humedad dentro del circuito, siendo ésta uno de los enemigos principales en un circuito frigorífico, es el agua y la humedad en circulación con el refrigerante, debido a que puede acarrear problemas a corto y largo plazo dependiendo del tipo de refrigerante e instalación. Un problema puede ser la obstrucción de la válvula de expansión debido a la formación de cristales de hielo a la salida de la válvula. Para evitar este tipo de problemas y algunos otros, se hace uso de un filtro deshidratador a la salida del condensador. La Fig. 4.23, ilustra el tipo de filtro montado en la instalación.



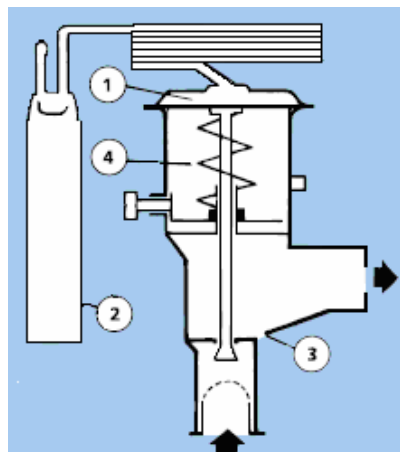
**Fig. 4.23** Filtro deshidratador.

**Tabla 4.6** Datos técnicos del filtro deshidratador.

Modelo	4016/5
Tipo de bolas molecular	
Volumen (m <sup>3</sup> )	0.00025
Presión máx. (MPa)	2.8

### 4.3.3 Válvula de expansión termostática

Después que el fluido refrigerante sale del condensador, y pasando a través del filtro deshidratador, se dirige a la válvula de expansión, la cual consta de un elemento termostático (1) separado del cuerpo de la válvula por una membrana. El elemento termostático está en contacto con un bulbo (2) a través de un tubo capilar, un cuerpo de válvula (3) y un resorte (4). Cuando la válvula regula, existe un balance entre la presión del bulbo por un lado de la membrana, la presión de evaporación, y del resorte por el lado opuesto de la membrana. Por medio del resorte o muelle se ajusta el grado de recalentamiento estático según sean las condiciones de operación. La Tabla 4.7 ofrece información técnica de la válvula de expansión [92].

**Fig. 4.24** Esquema funcional de la válvula de expansión termostática.



**Tabla 4.7** Datos técnicos de la válvula de expansión.

Presión máxima de trabajo (MPa)	3.4
Clasificación	Rango N, -40°C a 10°C
Tipo de válvula	TN2
Modelo	068Z3346
Compensación	interna
Longitud de tubo capilar (m)	1.5
Conexión entrada x salida (mm)	10 x 12
Orificio	06
Capacidad (kW)	10.5



**Fig. 4.25** Válvula de expansión termostática.

#### 4.3.4 Evaporador

El evaporador que dispone la instalación es de la serie TE17 marca ONDA. La Fig. 4.26 ilustra el evaporador que se ubica en la instalación, este intercambiador se encuentra totalmente aislado. Los datos técnicos presentados en la Tabla 4.8 son datos proporcionados por el fabricante empleando agua por el lado de la carcasa bajo las siguientes condiciones de operación:



- Temperatura entrada de agua: 12 °C
- Temperatura salida de agua: 7 °C
- Temperatura de evaporación: 2 °C
- Temperatura de condensación: 45 °C
- Grado de recalentamiento: 5 °C
- Factor de ensuciamiento nulo



**Fig. 4.26** Evaporador.

El fabricante proporciona valores para el factor de ensuciamiento de acuerdo a porcentaje de glicol presente en la mezcla de la manera siguiente:

- Agua normal en circuito cerrado, 0.000043 m<sup>2</sup>K/W
- Agua en circuito abierto, 0.000086 m<sup>2</sup>K/W
- Solución con glicol < 40%, 0.000086 m<sup>2</sup>K/W
- Solución con glicol > 40%, 0.000172 m<sup>2</sup>K/W

**Tabla 4.8** Datos geométricos y técnicos del evaporador.

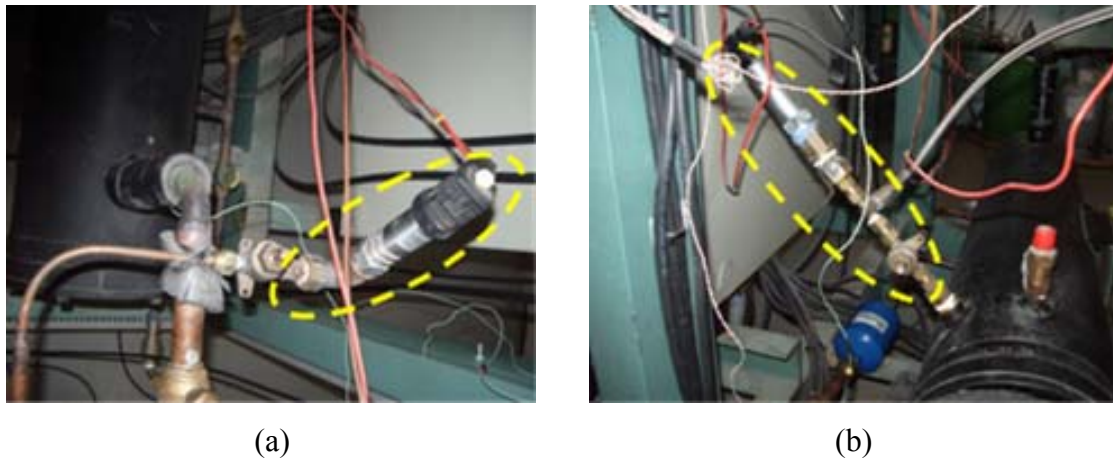
Capacidad (kW)	17
Caudal lado carcasa (m <sup>3</sup> /h)	2.9
Pérdida de presión lado carcasa (MPa)	0.019
Volumen lado carcasa (m <sup>3</sup> )	0.008
Volumen lado de los tubos (m <sup>3</sup> )	0.0033
Número de tubos (2 pasos)	38
Superficie lado refrigerante (m <sup>2</sup> )	1.81
Diámetro interno de los tubos (m)	0.00822
Diámetro externo de los tubos (m)	0.00952
Diámetro interno de la carcasa (m)	0.131
Longitud del tubo (m)	0.92
Distancia entre centros en los tubos (m)	0.01142
Distancia entre tubos (m)	0.0019
Número de baffles	3

Hasta el momento hemos comentado las características técnicas generales acerca de los componentes del circuito frigorífico, recordando que los datos técnicos forman parte de la base del entendimiento y desarrollo del modelo presentado en esta tesis. Ahora, la otra parte importante de la instalación experimental para el desarrollo del modelo físico, es tener la instrumentación adecuada y oportuna para cada una de las variables de interés.

#### 4.4 Instrumentación del banco experimental

La instrumentación está fundamentada en la colocación de diversos tipos de sensores según el parámetro a medir en el circuito frigorífico con el fin de tener un registro de cada una de las variables de interés, como pueden ser: temperatura, presión, flujo másico, régimen de giro, consumo eléctrico, etc. Es importante resaltar que la instrumentación y calibración de sensores es un factor sustancial para llevar a cabo una buena lectura de datos y al mismo tiempo una validación del modelo. A continuación se describen e ilustran los tipos de sensores que están montados en la instalación.

**Transductores de presión (sensor piezoresistivo):** son sensores con una señal de 4-20 mA cuyas características se adecuan bastante bien a señales de presión pulsantes generadas por el compresor alternativo. Estos sensores están calibrados en el laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos usando un certificado de referencia, y teniendo el sensor una incertidumbre de  $\pm 0.1 \%$  sobre el rango de medida, 0 a 0.7 MPa. La Fig. 4.27 muestra un par de piezorresistivos a la entrada y salida del condensador. Con esta instrumentación se mide la presión a la entrada y salida en todos los componentes del circuito.



**Fig. 4.27** Sensores piezorresistivos localizados en el condensador.

(a) Entrada. (b) Salida.

**Sondas de temperatura:** las sondas que están montadas en la instalación son termopares tipo K (cromel, Cr+Ni / alumel Ni+Al) con la unión expuesta para medir. En su momento se escogieron estos sensores debido a la rapidez de respuesta ante las variaciones de temperatura, y porque son sondas activas que no necesitan de alimentación eléctrica. Estos sensores al igual que los transductores de presión están calibrados usando el certificado de referencia, teniendo su lectura un error de 0.3 K. También los sensores de temperatura se localizan a la entrada y salida de los distintos componentes. En la Fig. 4.28 se puede apreciar una sonda de temperatura colocada en la succión del compresor.



**Fig. 4.28** Sonda de temperatura localizada en la aspiración del compresor.

**Caudalímetro másico:** el flujo másico de refrigerante es medido con un caudalímetro másico por efecto Coriolis. Este tipo de caudalímetro se usa por fiabilidad y precisión en el sistema de medida, está certificado con una aproximación de  $\pm 0.22\%$  de lectura. El sensor del caudal másico va montado en la línea que une el condensador con las válvulas de expansión, de manera que se mide flujo másico de refrigerante en fase líquida.



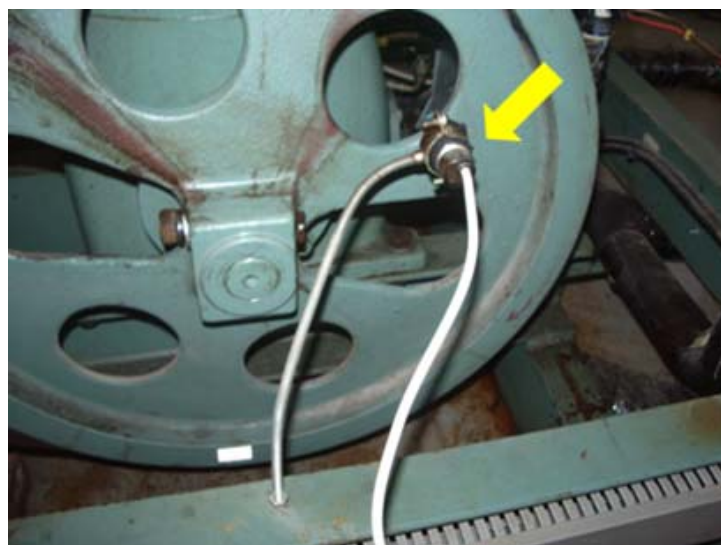
**Fig. 4.29** Caudalímetro másico.

**Analizador de redes:** este instrumento proporciona el consumo eléctrico *on-line* del motor-compresor, y el instrumento tiene una calibración especificada con una incertidumbre de  $\pm 0.5\%$ .



**Fig. 4.30** Analizador de redes.

**Sensor inductivo:** con este tipo de sensor la velocidad de rotación del compresor es obtenida *on-line* con una incertidumbre del  $\pm 1\%$ . En la Fig. 4.31 se ilustra el sensor montado en paralelo al volante del compresor.



**Fig. 4.31** Sensor inductivo.

**Caudalímetros electromagnéticos:** para completar la caracterización del circuito frigorífico en cuanto a las variables requeridas, es necesario conocer el caudal de los fluidos secundarios que circulan a través de los circuitos de aportación y disipación de calor. Para esto se hace uso de los caudalímetros electromagnéticos que se localizan en ambos circuitos, introduciendo un valor máximo de error de  $\pm 0.33\%$ .

La instalación también cuenta con variadores de frecuencia, resistencias eléctricas, válvulas, potenciómetros, etc. que permiten modificar dentro de un rango permitido las variables características de la instalación. Por ejemplo, en la Fig. 4.32 se muestra el variador de frecuencia con el cual es posible variar el régimen de giro del compresor. Esta flexibilidad permite realizar análisis a distintas condiciones de operación.

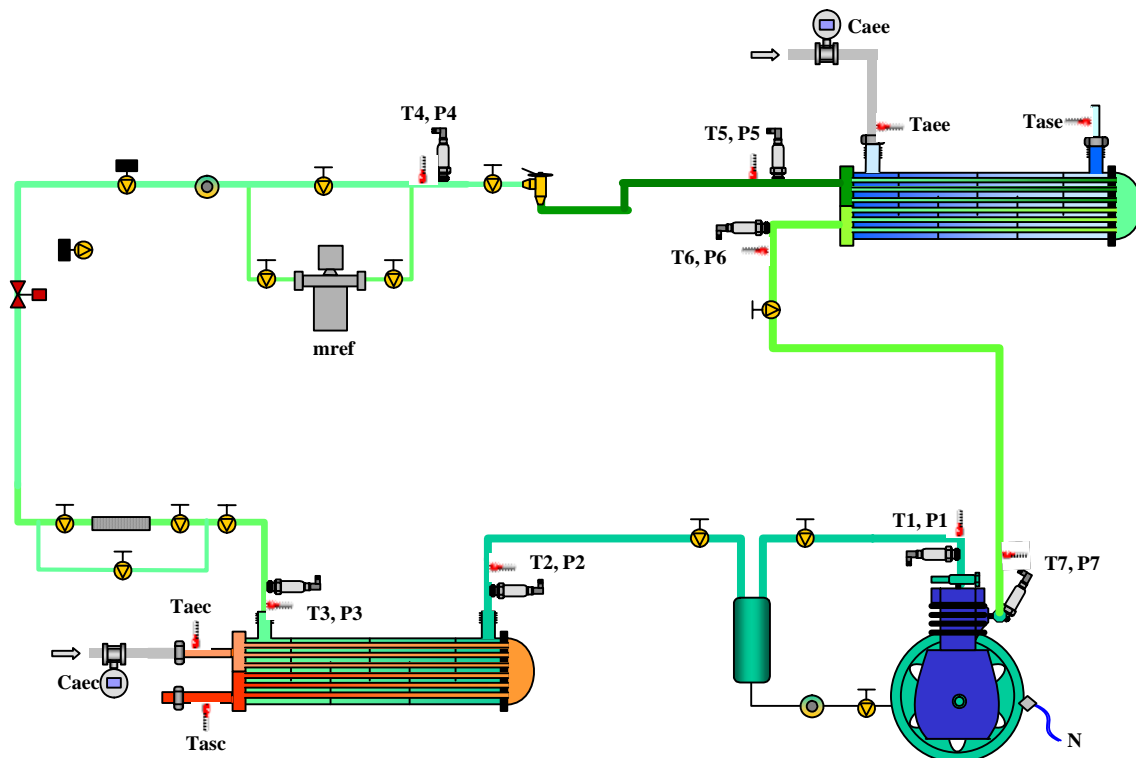


**Fig. 4.32** Variador de frecuencia ALTIVAR28.

En esta sección hemos comentado la instrumentación que tiene montada la instalación a fin de obtener todas las variables relacionadas con temperatura y presión en la entrada y salida de los equipos principales, al mismo tiempo también se montan sensores para captar los valores del flujo másico de refrigerante y del caudal volumétrico en los fluidos secundarios. Así mismo, se ha comentado la forma de variar algunos de los parámetros para la obtención de distintas condiciones de operación.



La obtención de las magnitudes de propiedades y parámetros característicos de la instalación se logra mediante un proceso de conversión que se mencionará en detalle en la sección siguiente. Todos los datos recogidos por la instrumentación montada son necesarios para realizar la validación del modelo físico desarrollado en esta tesis, así como en el diagnóstico y análisis de distintas condiciones de operación. Las variables físicas medidas experimentalmente, y que se usan a lo largo del desarrollo de esta tesis, se muestran representadas en el esquema de la Fig. 4.33 como propiedades termodinámicas y parámetros como régimen de giro y caudales volumétricos.



**Fig. 4.33** Esquema de ubicación de sensores y parámetros medidos.

La descripción de cada uno de los datos mostrados en la Fig. 4.33 se especifican en la Tabla 4.9.

**Tabla 4.9** Conjunto de datos medidos con los sensores usados.

Estado termodinámico / parámetro	Descripción
1	Descarga del compresor
2	Vapor sobrecalentado a la entrada del condensador
3	Líquido subenfriado a la salida del evaporador
4	Líquido a la entrada de la válvula de expansión
5	Estado bifásico a la entrada del evaporador
6	Vapor recalentado a la salida del evaporador
7	Vapor sobrecalentado a la entrada del compresor
$T_{a_{ec}}, T_{a_{sc}}$	Temperatura del agua a la entrada y salida del condensador
$T_{a_{ec}}, T_{a_{se}}$	Temperatura del agua-glicol a la entrada y salida del evaporador
$C_{a_{ec}}$	Caudal volumétrico del agua
$C_{a_{ee}}$	Caudal volumétrico del agua-glicol
$m_{ref}$	Flujo másico del refrigerante
N	Régimen de giro del compresor

#### 4.4.1 Incertidumbre en las mediciones

Anteriormente, en la presentación de la instrumentación de la instalación, hemos mencionado el error que existe en la lectura de datos en las variables de interés. Aquí mostramos un resumen de la incertidumbre en las mediciones. Esto es importante, ya que el error se propaga al momento de hacer estimaciones de parámetros que están en función de las variables medidas, por lo que es necesario considerar la magnitud del error absoluto para las variables medidas.

**Tabla 4.10** Incertidumbre en las mediciones.

Flujo volumétrico	Temperatura	Presión	Potencia	Flujo másico	Régimen de giro
Caudalímetro electromagnético	Termopares tipo K	Transductor de presión	Wattímetro digital	Efecto Coriolis	Sensor inductivo
$\pm 0.33\%$	$\pm 0.3K$	$\pm 0.1\%$	$\pm 0.5\%$	$\pm 0.22\%$	$\pm 1\%$



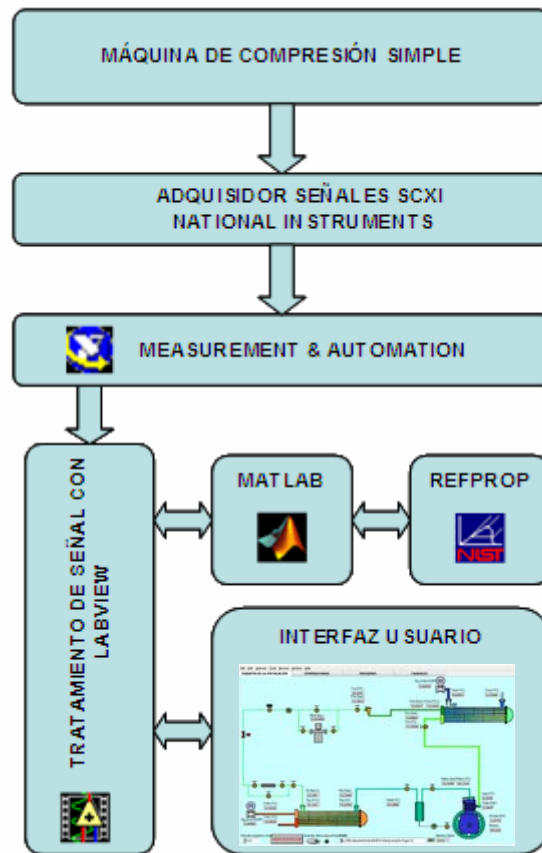
#### 4.5 Sistema adquisidor de datos

La instalación cuenta con un proceso para visualización en tiempo real de los datos, indicando la magnitud de la medición de temperatura, presión, régimen de giro, caudal, etc. Esto es posible mediante una adecuación de la señal tomada por los sensores hasta la presentación de la magnitud en la aplicación gráfica. Las señales generadas de todos los elementos sensores y demás aparatos de medida ubicados en la instalación se dirigen a un sistema adquisidor de datos de *National Instruments SCXI 1000*, el cual está compuesto por una unidad principal y tres módulos multiplexores (ver Fig. 4.34). Después, este sistema se conecta a un ordenador que permite monitorizar en tiempo real la instalación a través de software propio programado en el entorno LABVIEW. Aquí las señales son tratadas y por medio del software MatLab y utilizando librerías dinámicas de Refprop [101] se realiza un procedimiento de cálculo para estimar parámetros de funcionamiento de la instalación como potencias y eficiencias.



**Fig. 4.34** Sistema adquisidor de datos.

En la Fig. 4.35 se observa un esquema del sistema adquisición de datos.



**Fig. 4.35** Esquema del proceso en la adquisición de datos.

Finalmente, el interfaz de usuario es una aplicación que muestra en tiempo real el comportamiento de la instalación, recogiendo todos los datos proporcionados por los sensores de la instalación (temperaturas, presiones, caudales, consumo eléctrico, etc) y los cálculos termodinámicos esenciales. La evolución de cada una de las variables se puede visualizar haciendo click en cada una de las pestañas o ventanas de la interfaz gráfica. La Fig. 4.36 ilustra la interfaz principal de la aplicación, en ella se puede apreciar los puntos termodinámicos de interés en todo el circuito frigorífico.

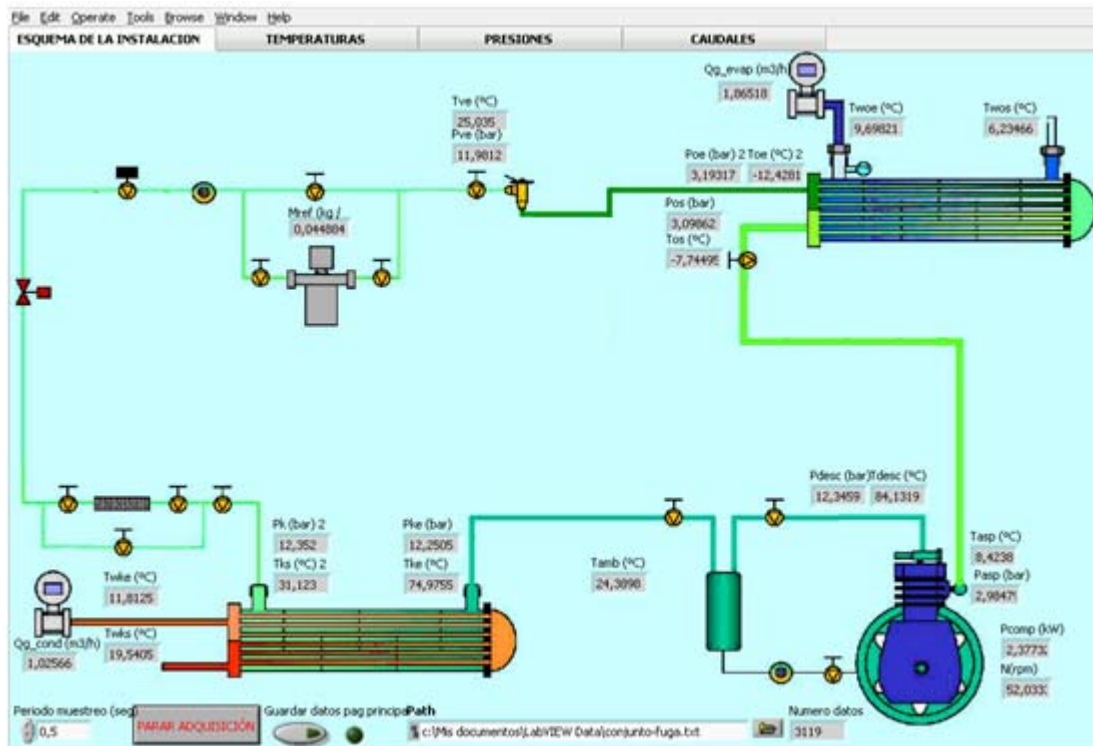


Fig. 4.36 Interfaz gráfica de la aplicación.

#### 4.6 Combinación de parámetros en la realización de ensayos

De acuerdo a lo comentado hasta ahora en este capítulo, en este trabajo doctoral se dispone de una instalación experimental completamente instrumentada y apta para analizar distintos comportamientos según sean las necesidades del estudio. Por lo que concierne a este trabajo doctoral, se han realizado una gran cantidad de ensayos con la finalidad de abarcar un rango amplio de condiciones de operación, en la Tabla 4.11 mostramos de manera general los parámetros que se variaron a lo largo de los diversos ensayos.

Los caudales volumétricos los tratamos variando desde los niveles mínimos a los máximos permitidos operacionalmente por los circuitos de disipación y aportación de calor. Para el grado de recalentamiento estático usamos el que viene de fábrica e introducimos variaciones dentro del rango permitido. Se estableció un abanico de las temperaturas de consigna en los fluidos secundarios de evaporador y condensador para obtener distintas condiciones de funcionamiento. Así mismo, se han realizado ensayos

con diferentes niveles de carga térmica del sistema funcionando como enfriadora, ensayando la instalación en un amplio rango de carga térmica. Para ampliar nuestros ensayos, se hizo uso del variador de frecuencia para analizar el funcionamiento de la instalación variando el régimen de giro del compresor en diferentes condiciones de operación.

En base al resultado de todas las combinaciones posibles de los parámetros que se muestran en la Tabla 4.11, se realizaron todos los ensayos experimentales para su análisis, y posterior uso en el desarrollo y validación del modelo físico presentado en esta tesis.

**Tabla 4.11** Combinación de parámetros para obtención de datos en un rango amplio.

Caudal del agua (condensador) [m <sup>3</sup> /h]	0.6 – 1.2
Caudal del agua-glicol (evaporador) [m <sup>3</sup> /h]	1.5 – 3.0
Grado de recalentamiento estático [K]	5 – 9
Temperatura de consigna de la mezcla (entrada al evaporador) [°C]	7 – 17
Temperatura del agente condensante (entrada al condensador) [°C]	15 – 30
Régimen de giro [rpm]	400 – 560

## 4.7 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha comentado la descripción de la instalación experimental referenciada en el presente trabajo de investigación. Dicha instalación está integrada básicamente por tres circuitos: el frigorífico, aportación de calor (referenciado al evaporador) y disipación de calor (referenciado al condensador).

Además, se ha mostrado de forma general las características técnicas y geométricas correspondientes a los equipos principales de la instalación. Algunos de estos datos son de gran importancia en el desarrollo del modelo físico, ya que son considerados parámetros de entrada en las estrategias de simulación. Por ejemplo, las características geométricas de los intercambiadores de calor constituyen parte fundamental del modelado físico planteado. Los datos técnicos de la válvula de

expansión son de gran importancia para analizar la información del catálogo proporcionado por el fabricante, para su respectiva caracterización.

Otro punto de relevancia en este capítulo es la instrumentación que tiene montada la instalación. Esta cuenta con apropiados y calibrados sensores para medir presión y temperatura en todas las entradas y salidas de los componentes, así como de instrumentación adecuada para la medición de caudales volumétricos, flujo másico, consumo eléctrico y el régimen de giro del compresor. En esta presentación de la instrumentación, se ha especificado la incertidumbre que tenemos en cada una de las variables medidas. La adecuada instrumentación y calibración darán el margen para una ajustada validación del modelo. Como herramientas auxiliares, la instalación cuenta con una interfaz gráfica que nos permite visualizar el comportamiento real, esto gracias a un sistema adquirente de datos *National Instruments* montado en la instalación junto con un proceso de tratamiento de la señal.

Por último, explicamos la combinación realizada de los parámetros característicos de funcionamiento para la obtención de datos experimentales en un amplio rango de condiciones de operación, parte fundamental en el desarrollo y validación del modelo físico.



## Validación del modelo

---

### 5.1 Objetivo

Para validar el modelo propuesto debemos realizar una comparación de los datos obtenidos por el modelo con los datos estacionarios obtenidos de ensayos experimentales realizados sobre la instalación. De tal manera, en este capítulo vamos a plasmar y comentar las validaciones respectivas sobre los principales parámetros con el fin de sustentar una adecuada predicción en el comportamiento de la instalación. En las diversas investigaciones referenciadas sobre modelado de instalaciones de compresión de vapor, el error relativo de los modelos están alrededor del 10% para un elevado porcentaje de datos, inclusive algunos autores llegan a reportar errores entre 15 y 20%. Nuestro objetivo particular es obtener una predicción por debajo del 10% para los principales datos energéticos.

Para realizar un mejor ajuste en la validación del modelo, existen factores inherentes que deben ser analizados con cuidado. Uno de estos factores tiene que ver con la estimación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, es decir, el tipo de correlación empírica a usar en el modelo. Otro factor, es el análisis sobre la calidad de los datos experimentales que se consideraron como estacionarios. Para la validación del modelo físico estacionario, se han considerando un total de 177 ensayos usando como refrigerante el fluido R134a. Los ensayos cubren un amplio rango de las condiciones de operación propuestas en el capítulo 4, con el fin de obtener un modelo validado en todo su abanico posible de funcionamiento.

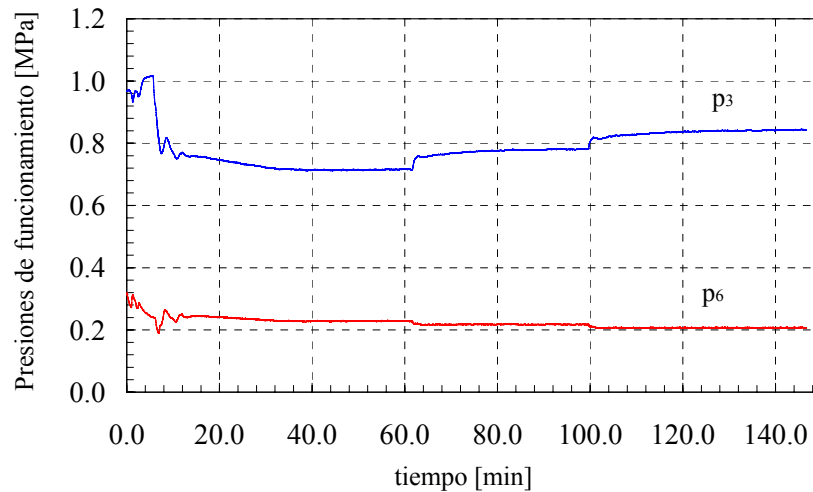
Además, antes de efectuar el proceso de desarrollo y validación del modelo, es importante pronosticar la propagación del error en los diferentes parámetros a estimar, debido a las incertidumbres de nuestras mediciones. Todo este tipo de conceptos serán discutidos a lo largo del presente capítulo.

## **5.2 Calidad de los datos experimentales**

Los datos estacionarios que se determinaron para llevar a cabo la validación del modelo físico global son originados de las distintas condiciones de operación del sistema. Estas condiciones de operación son derivadas de la combinación de las variables características (ver Tabla 4.11).

Con ayuda de la aplicación gráfica que tenemos en el banco de ensayos, es posible observar el comportamiento de la instalación, reflejando así los estados transitorios y estacionarios. Para identificar el estado estable de la instalación inicialmente nos basamos en la observación del comportamiento de las presiones. Nuestra condición para decidir si la instalación se encuentra funcionando en un estado estable se basa en que las presiones permanezcan alrededor de un valor dado en un tiempo considerado y que sus fluctuaciones estén dentro de un margen de  $\pm 0.02$  MPa. Estos mismos requisitos se han exigido en cada una de las pruebas. Por ejemplo, en la Fig. 5.1 se observa el comportamiento para las presiones de funcionamiento de la instalación en tres ensayos efectuados. Al principio se observa la etapa de transición en el momento de cambio hasta que se estabilizan las presiones; en cada cambio de condición de operación se nota el estado transitorio. Se puede ver que la instalación se presta muy bien para llegar a condiciones de operación estables en un tiempo determinado.

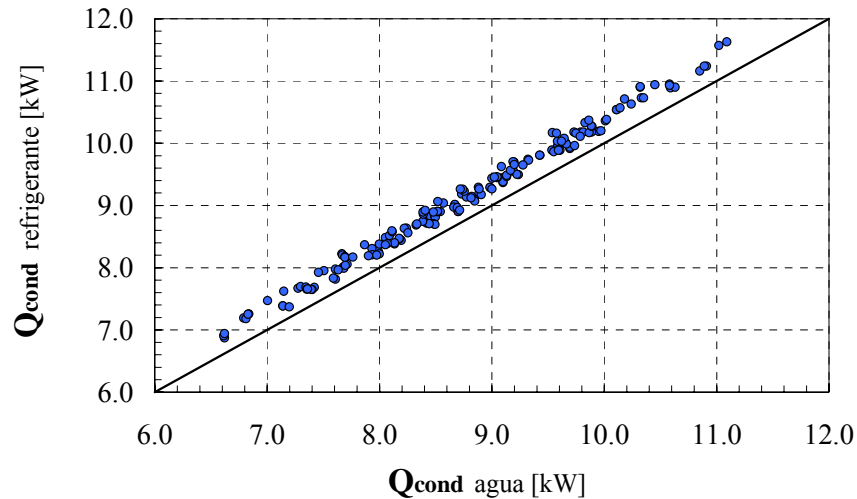




**Fig. 5.1** Comportamiento de tres ensayos observando presiones de funcionamiento.

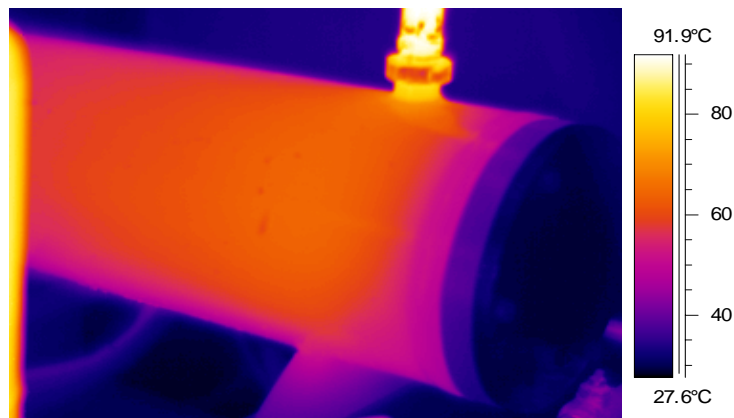
### 5.2.1 Mediciones en los intercambiadores de calor

Durante el comportamiento estable de la instalación podemos conocer, a priori, el error en las mediciones efectuadas en ambos intercambiadores de calor. Como se ha comentado en capítulos anteriores, se miden condiciones de entrada y salida de presión, temperatura y caudales volumétricos, así como del flujo másico de refrigerante en ambos intercambiadores. Esto nos ayuda a conocer la discrepancia energética que existe entre la corriente del lado refrigerante y la del fluido secundario. Para los ensayos estacionarios referenciados en este capítulo, la Fig. 5. 2 muestra la comparación de la potencia térmica del condensador entre ambas corrientes. En la Fig. 5.2, se observa una desviación por encima de la diagonal para todos los ensayos estacionarios, oscilando la diferencia en la capacidad  $\dot{Q}_{cond}$  del lado refrigerante respecto al lado del agua entre 0.3 y 0.5 kW. La explicación a este fenómeno se debe a que el condensador se encuentra sin aislamiento térmico, es decir, el componente está a la intemperie por lo que se suscita una pérdida de potencia térmica hacia el ambiente.



**Fig. 5.2** Diferencia entre las mediciones del intercambio de energía en el condensador.

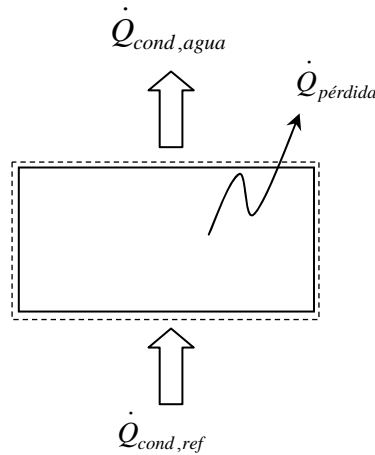
La Fig. 5.3 ilustra una imagen termográfica sobre el comportamiento del condensador en condiciones de operación. Se puede apreciar una temperatura promedio entre 60 y 70°C sobre la superficie del condensador, originándose así, un mecanismo de transferencia de calor por convección aunado a uno por radiación. La imagen se ha ejecutado con una magnitud de emisividad superficial de 0.75.



**Fig. 5.3** Imagen termográfica del condensador.

Para evaluar la discrepancia real entre la potencia medida por el lado del refrigerante y aporte de condensación, es necesario hacer un ajuste en el balance energético del condensador. La Fig. 5.4 representa un volumen de control con el balance energético que sucede realmente en el condensador. Así, la estimación de la potencia

térmica por el lado del agua debe ser complementada con la potencia disipada al ambiente  $\dot{Q}_{p\acute{e}rdida}$ .



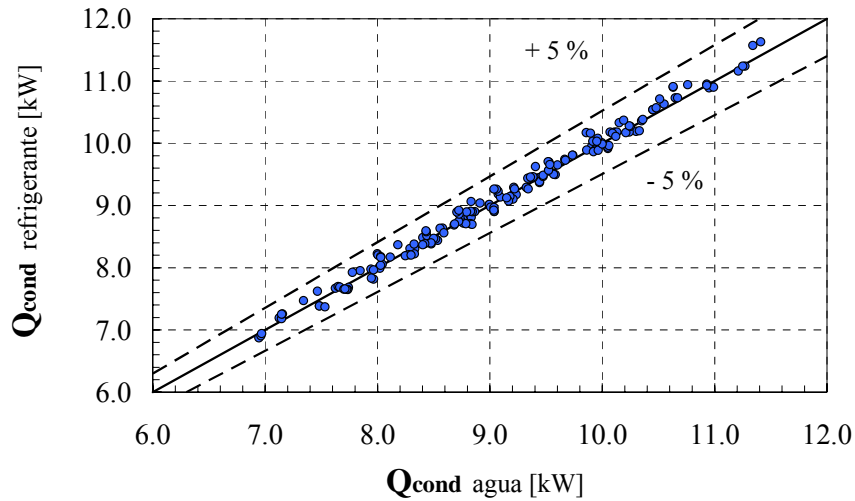
**Fig. 5.4** Volumen de control del balance de energía en el condensador.

El balance energético del condensador está dado por la ec. (5.1), y desglosado en la ec. (5.2), mostrando que la potencia disipada al ambiente está relacionada con un mecanismo de transferencia de calor convectivo y uno por radiación. Para estimar el coeficiente convectivo externo de transferencia de calor,  $h_o$ , realizamos una aproximación del condensador a un cilindro horizontal.

$$\dot{Q}_{cond,ref} = \dot{Q}_{cond,agua} + \dot{Q}_{p\acute{e}rdida} \quad (5.1)$$

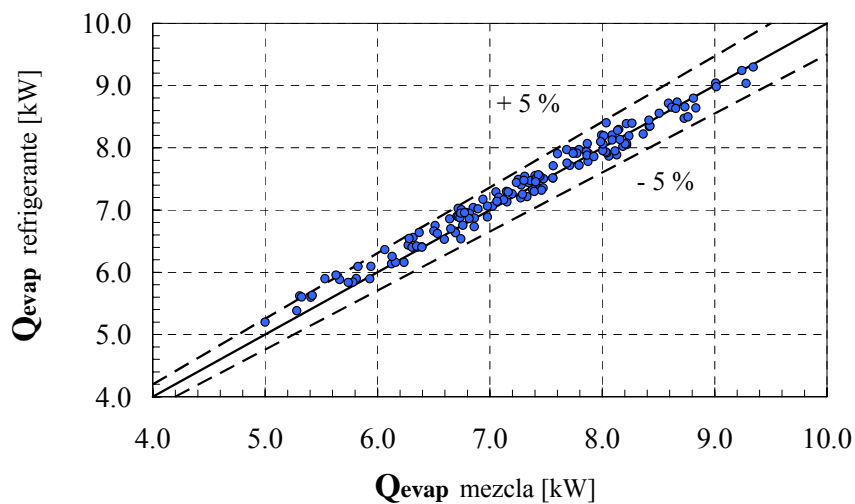
$$\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h = \dot{m}_{aec} \cdot c_p \cdot \Delta T_{agua} + \left[ h_o \cdot A \cdot \Delta T_{conv} + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \right] \quad (5.2)$$

Realizando este ajuste, obtenemos una nueva comparación entre ambas corrientes como se indica en la Fig.5.5. Con esto podemos decir que las discrepancias en las mediciones realizadas en el condensador se encuentran por debajo de un margen aceptable del  $\pm 5\%$ .



**Fig. 5.5** Ajuste comparativo entre las mediciones del condensador.

En cuanto a las mediciones realizadas en el evaporador por el lado de la mezcla y del refrigerante, se puede apreciar la comparación de las mediciones en la Fig. 5.6. Se observa que las discrepancias se localizan dentro de un margen de error aceptable del  $\pm 5\%$ .

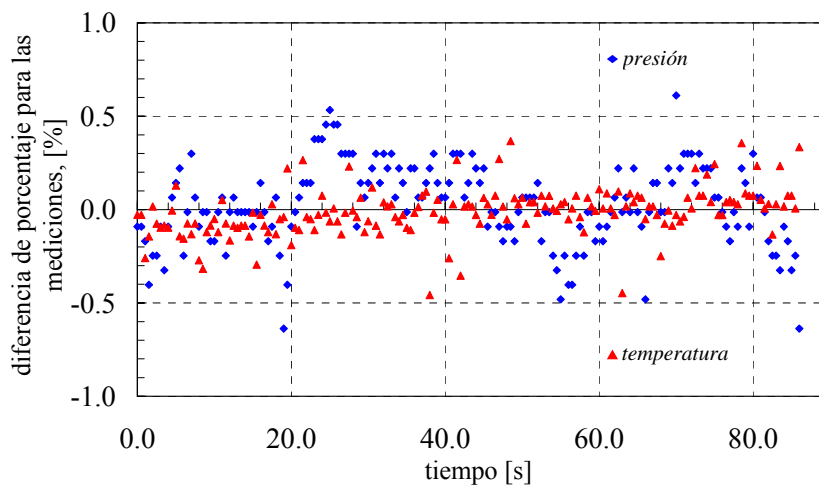


**Fig. 5.6** Diferencia entre las mediciones del intercambio de energía en el evaporador.

Inicialmente la comparación de éstos resultados nos proporcionan una buena confiabilidad en las mediciones realizadas.

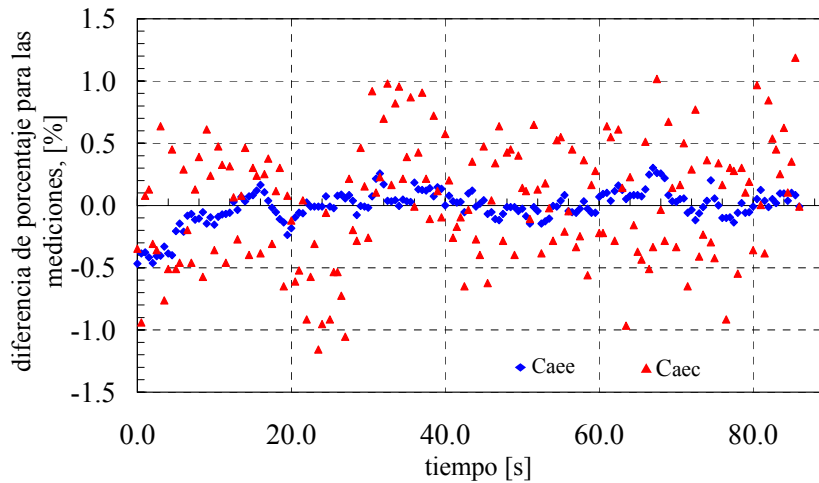
### 5.2.2 Selección de un estado estacionario

El proceso fino que seguimos para seleccionar un estado estacionario, dentro del comportamiento estable de la instalación, es que durante, al menos, un tiempo de dos minutos se mantengan las presiones (evaporación y condensación) con una fluctuación de  $\pm 0.005$  MPa. Los datos que usamos como estacionarios en el desarrollo y validación del modelo son datos promediados en un lapso mínimo de un minuto. Para fundamentar la estabilidad de los ensayos y examinar el grado de fluctuación, en la Fig. 5.7 se plasma la variación sobre el valor promedio que existe para la presión de condensación y la temperatura del fluido refrigerante a la entrada del condensador para un ensayo estacionario aleatorio. Podemos observar que la variación obtenida para la presión está por debajo del 0.5%, mientras que para la temperatura es inferior al 0.3%, por lo tanto, el estado estacionario seleccionado para un tiempo menor a noventa segundos es suficientemente aceptable para los propósitos de este trabajo.



**Fig. 5.7** Fluctuación de datos para presión y temperatura.

Para el mismo ensayo anterior, la Fig. 5.8 ilustra las fluctuaciones para los caudales volumétricos del agua,  $C_{aec}$ , y mezcla,  $C_{aee}$ . Dentro del 1% encontramos las variaciones del caudal del agua, mientras que para la mezcla se encuentra por debajo del 0.5%. Lo que se plasma en ambas figuras, demuestra la estabilidad en los ensayos con un porcentaje de fluctuación por debajo del 1%, resaltando el nivel de aproximación de los sensores y sensibilidad, esto en camino a una validación oportuna del modelo.



**Fig. 5.8** Fluctuación de datos para caudales volumétricos.

### 5.2.3 Propagación de errores en parámetros estimados

Parte del desarrollo y validación de nuestro modelo físico está basado en el estudio de datos experimentales. El análisis de estos datos como en cualquier otro sistema pueden ser una apreciación simple verbal de los resultados o puede tomar la forma de un análisis complejo teórico de los errores involucrados en el experimento y la correspondencia de los datos con los principios físicos fundamentales.

Un método para estimación de errores en resultados experimentales estuvo propuesto por Kline y McClintock [102]. El método está basado en el seguimiento de las especificaciones de errores de las variables primarias en un experimento. Para tener un conocimiento general sobre la estimación de los parámetros basados en mediciones primarias, debemos de propagar el error al momento de desarrollar las expresiones matemáticas fundamentales. Por lo tanto, necesitamos estimar el resultado para ciertos parámetros característicos basados en errores primarios de las mediciones. En términos generales el resultado  $R$  es una función de las variables independientes  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , de tal manera que [103]:

$$R = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (5.3)$$

Ahora  $e_R$  debe ser el resultado de la propagación de los errores y  $e_1, e_2, \dots, e_n$  son los errores de las variables independientes. Así, obtendríamos el resultado de correspondencia mediante la ec. (5.4).

$$e_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} e_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} e_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} e_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.4)$$

De acuerdo a la expresión anterior, mediante un análisis de incertidumbre efectuado en el software EES, la Tabla 5.1 muestra el pronóstico de la propagación de los errores relativos en los parámetros más característicos. La primera fila de la tabla, muestra los valores del error usando el modelo físico presentado en este trabajo. Este análisis únicamente incluye las incertidumbres de las mediciones primarias (ver Tabla 4.10) para las variables de fácil acceso:  $N, C_{aee}, T_{aee}, C_{aec}, T_{aec}$ . La segunda fila de la tabla muestra el efecto de las variables medidas sobre la estimación de los parámetros característicos. El parámetro  $Pot_{comp}$  cuyo valor de incertidumbre es  $\pm 0.5\%$ , viene de manera directa por medición del wattímetro digital, mientras que los demás parámetros son estimados de manera indirecta mediante expresiones fundamentales.

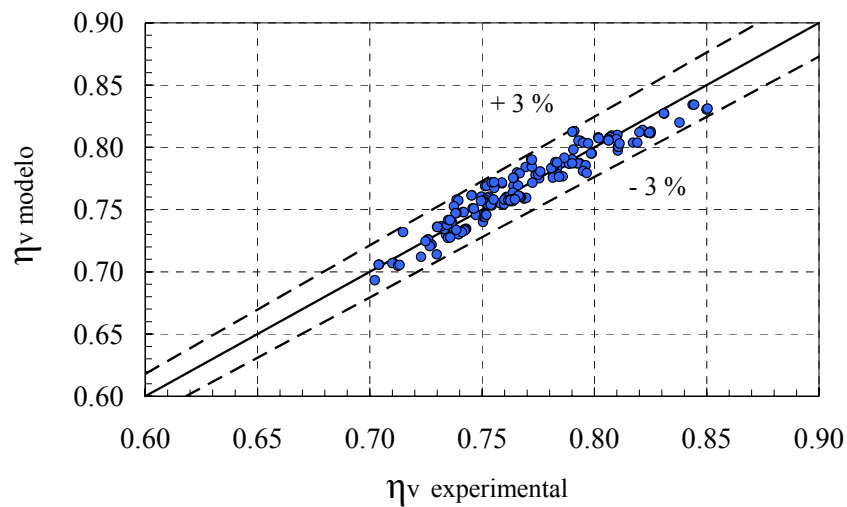
**Tabla 5.1** Propagación de errores en los parámetros estimados.

	$Pot_{comp}$ [kW]	$\dot{Q}_{evap}$ [kW]	$\dot{Q}_{cond}$ [kW]	COP
Modelo	$\pm 3.53 \%$	$\pm 0.96 \%$	$\pm 0.88 \%$	$\pm 3.40 \%$
Estimación experimental	$\pm 0.50 \%$	$\pm 0.39 \%$	$\pm 0.34 \%$	$\pm 0.63 \%$

Con este breve análisis se pone de manifiesto el margen de confianza en las mediciones de cara a respaldar la confiabilidad de los resultados y de validación del modelo propuesto.

### 5.3 Validación de las correlaciones usadas para los rendimientos del compresor

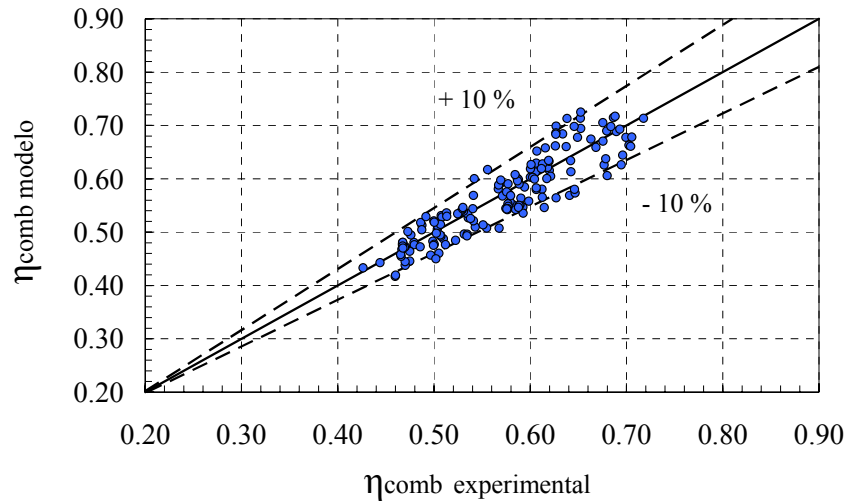
En el capítulo 3 comentamos que la caracterización de nuestro compresor está basada en los rendimientos volumétrico y combinado (motor-compresor), para lo cual aproximamos a una correlación empírica ajustada al comportamiento. Así pues, la ec. (3.10) es la correlación más adecuada para nuestro caso, por lo que en la Fig. 5.9 se plasma la aplicación de la correlación en el modelo, con respecto a la eficiencia volumétrica estimada con datos experimentales. La predicción aproximada de los valores está entorno a un error del  $\pm 3\%$ . De acuerdo al análisis experimental, se comentó que la eficiencia volumétrica tiene una gran dependencia con la relación de compresión, y una ligera influencia respecto al grado de recalentamiento y el régimen de giro del compresor, obteniéndose una aproximación bastante ajustada por la inclusión de los tres parámetros mencionados.



**Fig. 5.9** Validación de la correlación para la eficiencia volumétrica.

Para el análisis de la eficiencia combinada, comentamos que depende gradualmente de la relación de compresión, grado de recalentamiento y del régimen de giro. El ajuste que hicimos a través de la correlación expresada en la ec. (3.14) y mostrada en la Fig. 5.10, predice que la mayoría de datos están por debajo de un error  $\pm 10\%$ , siendo éste resultado adecuado para los cálculos planteados en este trabajo.





**Fig. 5.10** Validación de la correlación para la eficiencia combinada.

#### 5.4 Correlaciones más adecuadas para la estimación de coeficientes convectivos

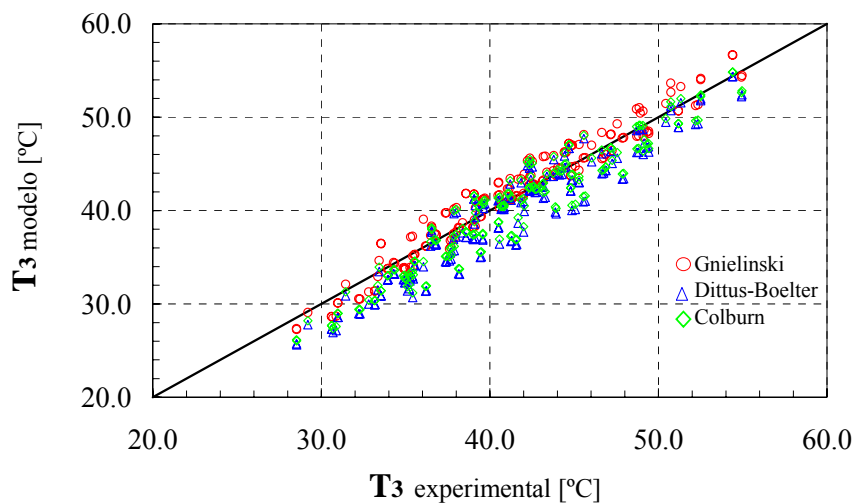
La topología del modelado nos permite analizar la adecuación de las diferentes correlaciones propuestas para la estimación de los coeficientes convectivos. Recordamos que cada uno de los componentes tiene una estrategia de simulación a través de lo que llamamos bloques. Para este caso, la manera de desarrollar la estructura del modelo sirve para ver de manera anticipada que tipo de correlación de las mencionadas en el capítulo 3 obtiene mejor grado de aproximación en nuestro caso. Así, en los intercambiadores de calor decidimos simular con los datos experimentales, y analizar que tipo de correlación usar para el modelado.

##### 5.4.1 Correlación para el análisis de flujo interno monofásico

La estructura general del modelo planteado para los intercambiadores de calor viene propuesta con tres correlaciones distintas para la estimación del coeficiente convectivo de transferencia de calor del flujo interno en una sola fase, según lo expuesto en el capítulo 3. Sin embargo, para efectuar la validación del modelo físico, tenemos que inclinarlos por aplicar alguna de ellas. La Fig. 5.11 ilustra una comparación de la

temperatura de salida del condensador,  $T_3$ , obtenida experimentalmente frente a la obtenida con el modelo utilizando diferentes correlaciones y suponiendo un coeficiente convectivo externo constante. Esta comparación es el resultado de la simulación del bloque para el condensador (ver Fig. 3.18).

Las correlaciones expuestas por Dittus-Boelter [82] y Colburn [81] muestran un comportamiento muy similar, con un grado de dispersión más notorio en comparación con la de Gnielinski [80]. Además, se aprecia un sesgo tendiendo a infraestimar la temperatura de salida. En cambio la correlación de Gnielinski muestra mejores resultados, se ajusta mejor a la tendencia comparativa, y presenta una menor dispersión que las otras. Por lo tanto, para los propósitos planteados en nuestro desarrollo y validación, decidimos hacer uso de la correlación de Gnielinski para la estimación del coeficiente convectivo para el flujo interno en una sola fase.



**Fig. 5.11** Comparación entre Gnielinski, Dittus-Boelter y Colburn.

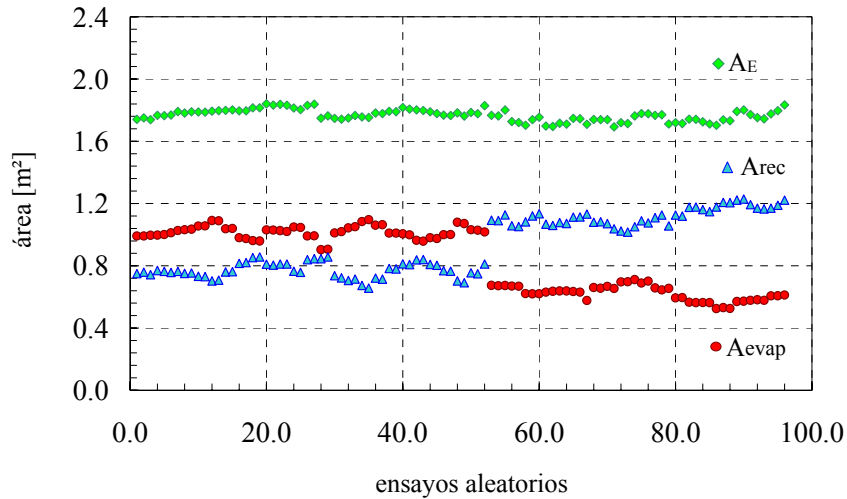
### 5.4.2 Correlación para el análisis de flujo externo monofásico

En cuanto a las correlaciones encontradas en la literatura para el flujo externo sobre una bancada de tubos y una sola fase, comentamos la de Zukauskas [84], Kern [85] y Grimison [86]. A efectos de seleccionar la correlación más adecuada, bajo las condiciones de flujo estimadas, podemos mencionar que la expresión de Kern se aplica para un rango del número de Reynolds de  $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$  y realizando la simulación de los bloques para ambos intercambiadores de calor observamos que solamente se puede aplicar para la zona de desrecalentamiento, ya que en las demás zonas se estiman números menores al rango de aplicación. Por tal motivo, decidimos dejar a un lado el uso de la expresión de Kern para validación de nuestro modelo. El uso de la expresión de Grimison también es para aplicaciones del Reynolds altos, y su estructura se fundamenta en parámetros condicionales para las velocidades, que desde el punto de vista de programación consume mayor tiempo en el proceso iterativo, así que se descarta. Por lo que respecta a la correlación de Zukauskas, hemos comprobado que es la más viable para estimar el coeficiente promedio de transferencia de calor para nuestro modelo. Además, es una correlación robusta que puede usarse en diferentes rangos del número de Reynolds, a parte que es de estructura simple para su programación. Así que todas las estimaciones pertinentes en cuanto a los coeficientes para flujo externo en una sola fase se realizan aplicando la correlación de Zukauskas.

### 5.4.3 Correlación para el análisis de la ebullición forzada

La correlación de Chen [94] es la que utilizamos para la zona de evaporación. Para justificar su aplicación en nuestro modelo decidimos inicialmente simular el bloque del evaporador (ver Fig. 3.23), estimando por separado la superficie de transferencia de calor de ambas zonas. Lo que se ilustra en la Fig. 5.12 corresponde a las estimaciones de superficies aisladamente, es decir, sin acoplamiento de ambas zonas para diferentes grados de recalentamiento en el evaporador. El resultado de sumar las superficies  $A_{evap}$  y  $A_{rec}$ , origina una tendencia aproximadamente lineal ajustándose a un valor promedio de  $1.81 \text{ m}^2$ , el cual representa la superficie total de diseño,  $A_E$ . Así se observa que el uso de la correlación de Chen es adecuada para nuestro modelo físico, la

pequeña variación que se aprecia en la tendencia de  $A_E$  se ajusta en el momento de acoplar ambas zonas.



**Fig. 5.12** Estimación de superficies para justificar el uso de la correlación de Chen.

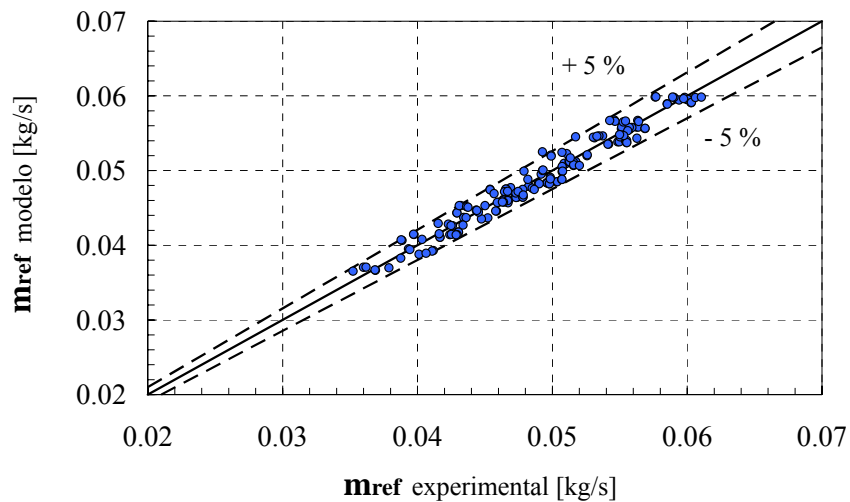
#### 5.4.4 Correlación para condensación sobre un arreglo de tubos horizontales

La extensión del análisis de Nusselt para hileras de tubos horizontales [91], es la que decidimos usar para la estimación del coeficiente convectivo. El uso de esta correlación se ha comprobado experimentalmente proporcionando ajustes adecuados para el modelo físico.

Con la identificación de las correlaciones empíricas más adecuadas en la estimación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, procedemos a validar la predicción de los resultados del modelo, comparando con las predicciones con los datos experimentales obtenidos en la instalación. Las comparaciones se realizan para los parámetros característicos planteados en nuestro modelo (ver Fig. 3.1).

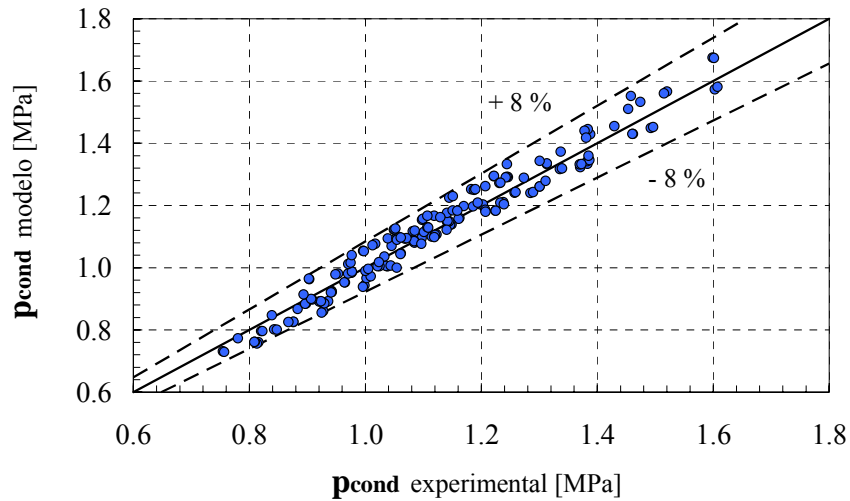
## 5.5 Validación de los parámetros característicos

En lo que sigue vamos a validar los resultados del modelo con datos experimentales. Para ello analizaremos cada uno de los parámetros de salida del modelo. En cuanto al flujo másico de refrigerante, en la Fig. 5.13 se plasma la comparación entre los valores estimados y los medidos con el caudalímetro másico de efecto Coriolis. Es evidente la buena aproximación para predecir los valores del flujo másico por parte del modelo, el error relativo varía en un  $\pm 5\%$  y, aproximadamente, el 98% de las predicciones están dentro de este rango. El buen ajuste también es originado por la validación adecuada de la correlación para el rendimiento volumétrico del compresor.

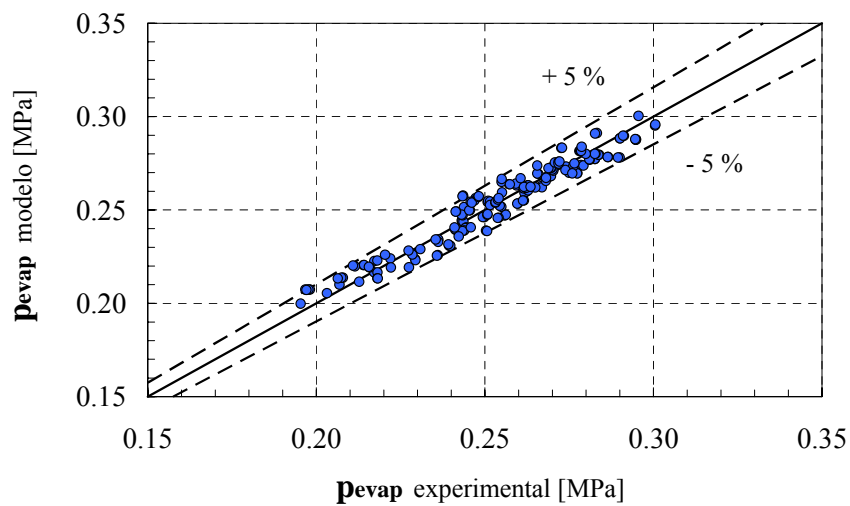


**Fig. 5.13** Validación para el flujo másico de refrigerante.

La predicción de los valores de las presiones de operación es comparada en las Fig. 5.14 y 5.15. El modelo predice con un  $\pm 8\%$  la presión de condensación  $p_{cond}$ , y prácticamente el 100% de los datos se encuentra dentro de este margen. Con un  $\pm 5\%$  de error y para el 99% de los datos, se predice la presión de evaporación  $p_{evap}$ .

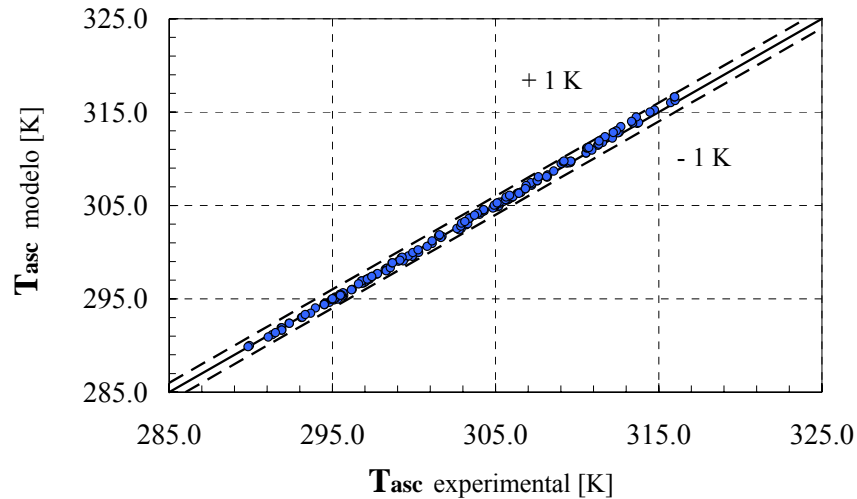


**Fig. 5.14** Validación para la presión de condensación.

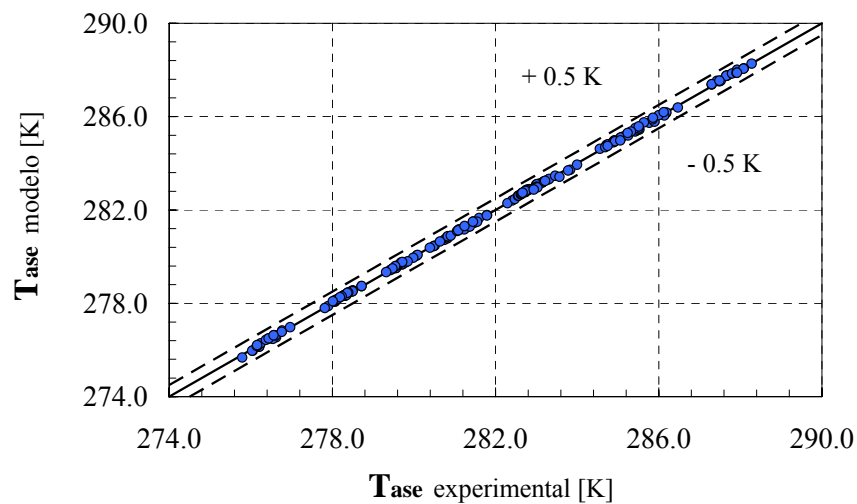


**Fig. 5.15** Validación para la presión de evaporación.

La Fig. 5.16 plasma la predicción de la temperatura del agua a la salida del condensador, donde apreciamos que el error relativo de la predicción se encuentra en un valor máximo de  $\pm 1$  K. Para la temperatura de la mezcla agua-glicol a la salida del evaporador, mostrada en la Fig. 5.17, el grado de aproximación es muy bueno con un error máximo de  $\pm 0.5$  K. Por lo tanto, la predicción de las temperaturas de los fluidos secundarios a la salida de los intercambiadores de calor muestran una buena aproximación.



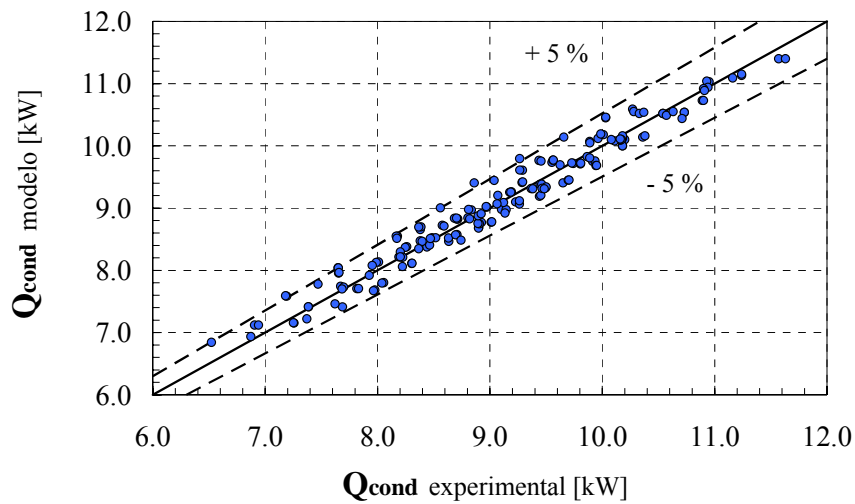
**Fig. 5.16** Validación para la temperatura del agua a la salida del condensador.



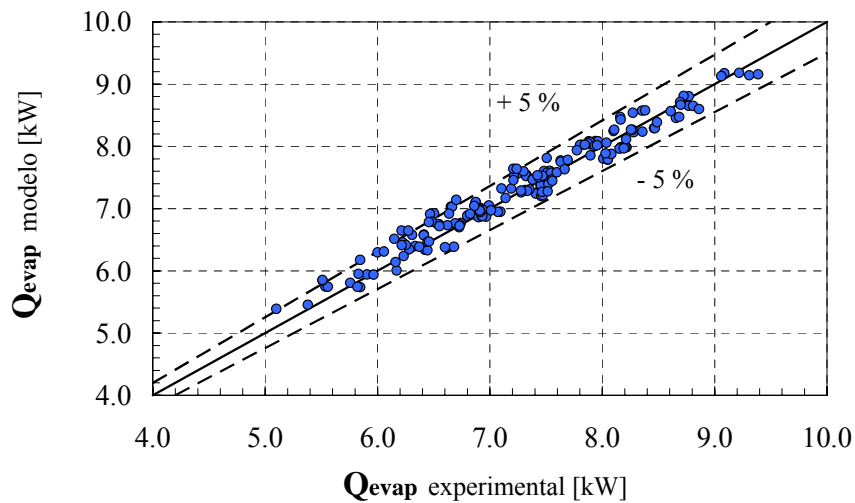
**Fig. 5.17** Validación para la temperatura de la mezcla a la salida del evaporador.

La ilustración de la Fig. 5.18 contempla la predicción del modelo para la potencia térmica del condensador, el modelo predice que el 96% de los datos están dentro de un margen de error del  $\pm 5\%$ . Aquí se aprecia una ligera dispersión, esto se debe a la tenue variación en la estimación de la temperatura del refrigerante a la entrada del condensador,  $T_2$ , por parte del bloque de la línea de descarga debido a diversas simplificaciones. La tenue variación se puede ver reflejada en la Fig. 5.11, que ilustra la

temperatura de salida del condensador  $T_3$ , influenciada en parte por la temperatura de entrada.



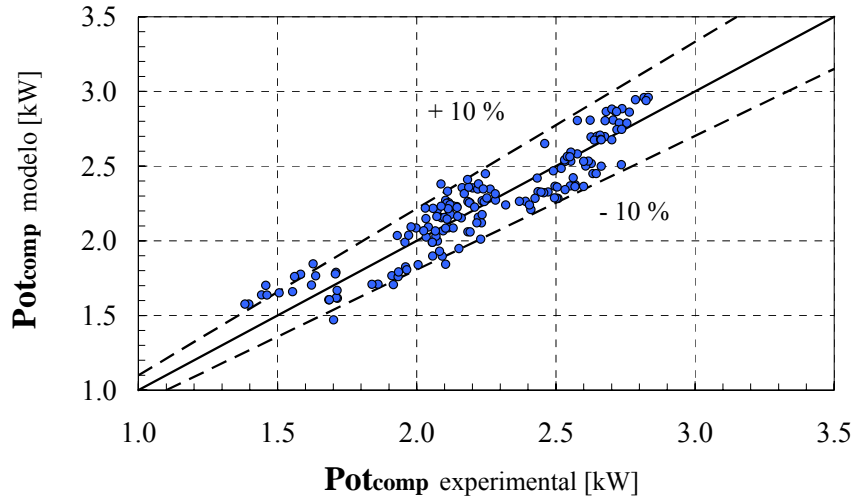
**Fig. 5.18** Validación de la potencia térmica del condensador.



**Fig. 5.19** Validación de la potencia térmica del evaporador.

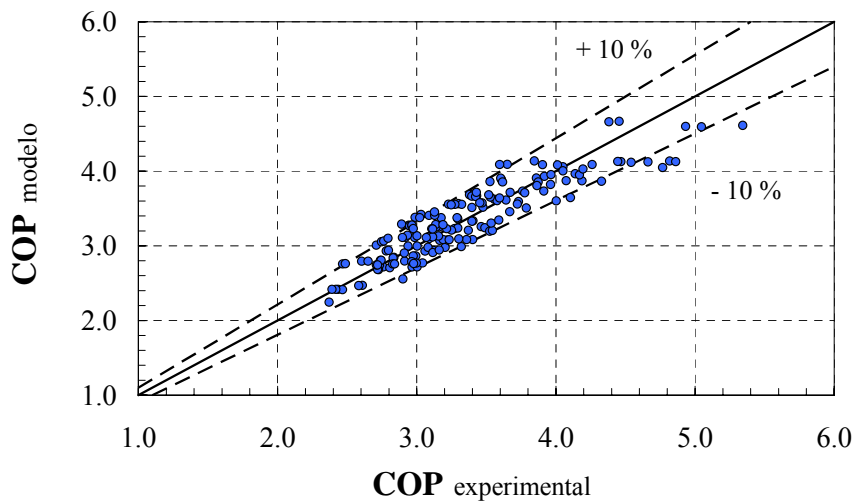
La predicción del modelo para la capacidad del evaporador está alrededor de un  $\pm 5\%$  de error relativo y un 91% de los datos están dentro de este rango. Ambas validaciones para las potencia térmicas de los intercambiadores de calor se encuentran dentro de los objetivos de exactitud planteados.





**Fig. 5.20** Validación de la potencia consumida por el compresor.

La Fig. 5.20 muestra la predicción para la potencia consumida por el compresor contra la potencia registrada en el wattímetro digital. La aproximación del modelo está en un  $\pm 10\%$  de error y aproximadamente el 91% de los datos está dentro del rango. El incremento del error relativo en esta predicción se debe a la propagación del error de otros parámetros internos como: flujo másico de refrigerante y fundamentalmente en la eficiencia combinada (Fig. 5.10).



**Fig. 5.21** Validación del coeficiente de funcionamiento COP.

Finalmente, el coeficiente de funcionamiento COP de la instalación, es plasmado en la Fig. 5.21. El modelo predice que un 85% de los ensayos estacionarios se encuentra dentro de los límites con un error relativo del  $\pm 10\%$ . El 10% del error con una disminución en el porcentaje del número de datos dentro del margen, es debido a las variaciones que se van suscitando en estimaciones anteriores, afectando directamente en el cálculo del COP. Con las predicciones mostradas, se puede concluir que el modelo físico es capaz de predecir con razonable aproximación, el comportamiento estacionario de la instalación.

## 5.6 Conclusiones del capítulo

La validación del modelo físico planteado en este trabajo doctoral se ha basado en el manejo y análisis de ensayos experimentales dentro de un comportamiento estable de la instalación en un amplio rango de operación. Así, al principio del capítulo hemos presentado las características en cuanto a calidad y estabilidad de parámetros como la presión, temperatura y caudales volumétricos. Además, se ha demostrado la sensibilidad, consistencia y aproximación de los sensores montados en la instalación. Esto, en parte, se ha llevado a cabo mediante un estudio de discrepancia en la transferencia de energía ocurrida en los intercambiadores de calor, por un lado en el fluido refrigerante y por otro, el fluido secundario, mostrando una discrepancia dentro de un  $\pm 5\%$  entre ambas corrientes de fluidos.

Así, también comentamos las justificaciones del uso de ciertas correlaciones empíricas para la estimación del coeficiente convectivo de transferencia de calor, tanto para flujo interno como externo en zonas monofásicas, así como en la zona bifásica del evaporador y zona de condensación.

El modelo es validado usando 177 datos estacionarios para el refrigerante R134a como fluido de trabajo. La predicción del flujo másico de refrigerante gira entorno al  $\pm 5\%$  de error relativo para el 98% de los ensayos experimentales. Para las presiones de funcionamiento, el modelo predice en un  $\pm 8\%$  la presión de condensación y en  $\pm 5\%$  la presión de evaporación. En cuanto a las temperaturas de salida de los fluidos secundarios, se aproxima bastante bien para la temperatura de la mezcla en  $\pm 0.5$  K y

como límite máximo en un  $\pm 1$  K para la temperatura del agua. La predicción de las capacidades en los intercambiadores de calor están dentro de un rango del  $\pm 5\%$  de error relativo. Mostrando un 96 y 91% de los ensayos estacionarios dentro del margen para la capacidad del condensador y evaporador respectivamente. La potencia consumida por el compresor está en un  $\pm 10\%$ , y aproximadamente el 91% de los datos se predicen dentro del rango. Por último, el modelo predice que un 85% de los ensayos estacionarios se encuentra dentro de los límites de un error relativo del  $\pm 10\%$  para el coeficiente de funcionamiento COP.

En general, el modelo físico planteado y expuesto en esta investigación es capaz de predecir los parámetros característicos con un error relativo máximo del  $\pm 10\%$ . De esta forma, el uso del modelo brinda la oportuna simulación del comportamiento de la instalación en condiciones estables, sirviendo así el modelo de plataforma para realizar una aplicación encaminada a la simulación energética.



## Aplicación: Simulación energética

---

### 6.1 Introducción

En el capítulo anterior se ha visto la validación del modelo propuesto, mostrando errores relativos por debajo del 10% en la predicción del comportamiento energético del sistema de compresión de vapor. En este capítulo utilizaremos el modelo como simulador del comportamiento energético del sistema, con el fin de evaluar la influencia de los parámetros generales de entrada al modelo sobre el funcionamiento energético de la instalación. De esta forma, el modelo es aplicado en la simulación del coeficiente de funcionamiento COP, cuando se varían los caudales volumétricos de los fluidos secundarios, la temperatura de éstos a la entrada de los intercambiadores de calor, el grado de recalentamiento, así como la velocidad de giro del compresor. La finalidad de esta aplicación radica en analizar la influencia de los cambios en las variables de operación sobre el funcionamiento del sistema, y usar esta información para mejorar y proponer unas condiciones óptimas del funcionamiento energético.

Además, el modelo también se aplica en la simulación visual gráfica en EES variando los parámetros generales de entrada, así como la selección de distintos fluidos de trabajo. Esto es con la finalidad de visualizar las características particulares de los componentes, en especial de los intercambiadores de calor. Esta aplicación puede tener un enfoque académico en el análisis y diagnóstico de las condiciones de operación tanto en los componentes como en el sistema general.

## 6.2 Influencia del consumo energético de los fluidos secundarios sobre el COP

Los fluidos secundarios, ya sean líquidos o gaseosos, precisan en convección forzada de un determinado consumo energético para su movimiento, ya sea mediante sistemas de bombeo o mediante ventiladores. En este apartado vamos a analizar la influencia que tiene el consumo energético debido al uso de las bombas, las cuales se ubican en los circuitos de los fluidos secundarios.

Como primer paso para ello debemos caracterizar el consumo energético de los equipos de bombeo y, con ello, definir un coeficiente de funcionamiento global del sistema, incluyendo el consumo del compresor y el consumo de los equipos de movimentación de los fluidos secundarios. Para analizar la influencia del consumo de las bombas vamos a considerar un coeficiente de funcionamiento global de la instalación,  $COP_G$ , definido como:

$$COP_G = \frac{Q_{evap}}{Pot_{comp} + Pot_{ba} + Pot_{bm}} \quad (6.1)$$

$$Pot_{ba} = \frac{\Delta p_{ba} \cdot C_{aec}}{\eta_{ba}} \quad (6.2)$$

$$Pot_{bm} = \frac{\Delta p_{bm} \cdot C_{aee}}{\eta_{bm}} \quad (6.3)$$

Donde  $Pot_{ba}$  y  $Pot_{bm}$ , representan el consumo eléctrico de las bombas del circuito del agua y de la mezcla respectivamente,  $\eta_{ba}$  y  $\eta_{bm}$  son las eficiencias globales de las bombas,  $\Delta p_{ba}$  y  $\Delta p_{bm}$  representan las caídas de presión a través de los circuitos secundarios del agua y mezcla, desglosadas en las expresiones siguientes:

$$\Delta p_{ba} = f_{ba} \cdot \frac{1}{D_{tub}} \cdot \frac{v_{ba}^2}{2g} \cdot Le_{ba} + \Delta p_{evap,ba} \quad (6.4)$$

$$\Delta p_{bm} = f_{bm} \cdot \frac{1}{D_{tub}} \cdot \frac{v_{bm}^2}{2g} \cdot Le_{bm} + \Delta p_{cond,bm} \quad (6.5)$$

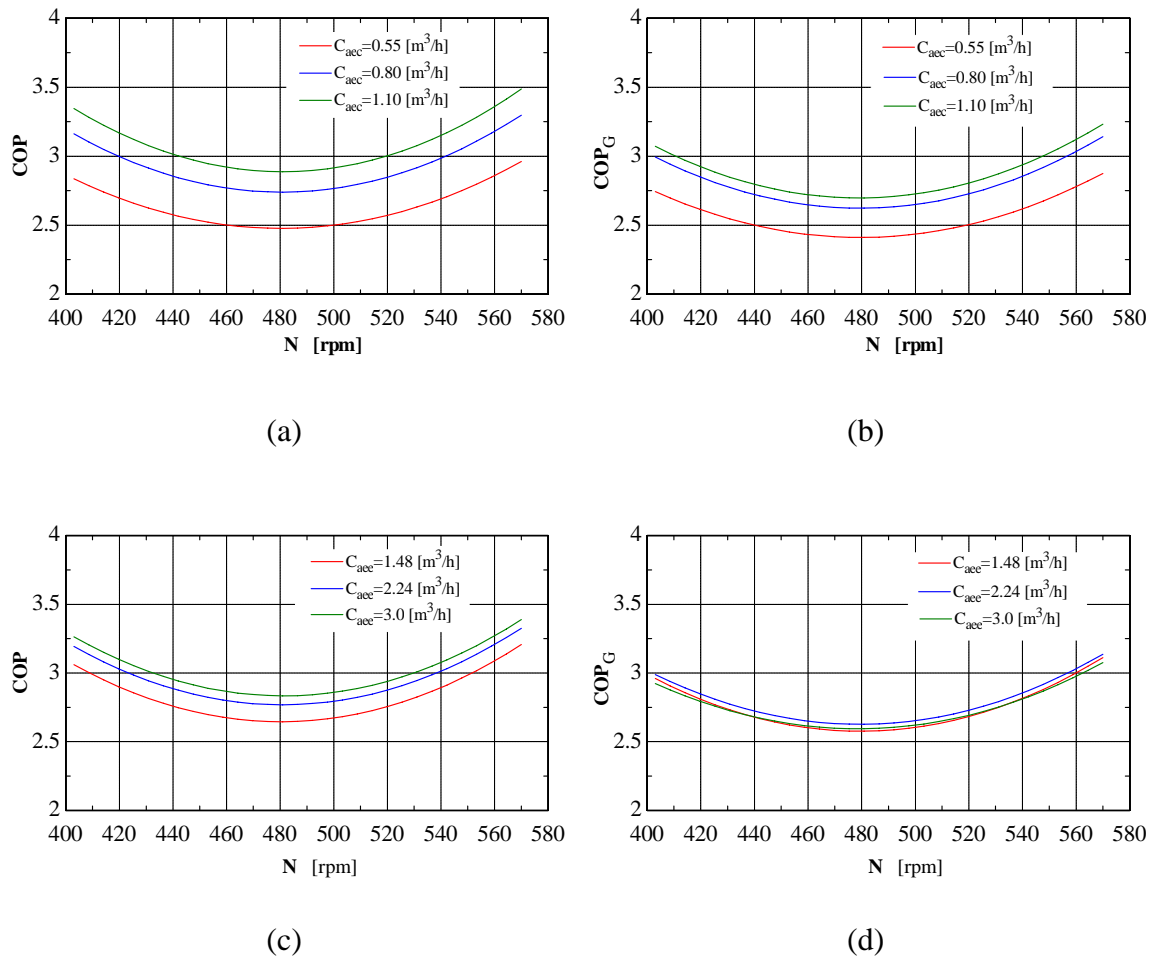
Las caídas de presión  $\Delta p_{evap,ba}$  y  $\Delta p_{cond,bm}$ , corresponden principalmente a las caídas a través del evaporador y condensador respectivamente, dadas por las siguientes expresiones:

$$\Delta p_{evap,ba} = 2261.95 \cdot C_{aee}^2 - 23.02 \quad (6.6)$$

$$\Delta p_{cond,bm} = 3143.49 \cdot C_{aec}^2 - 34.35 \quad (6.7)$$

Estas ecuaciones se obtienen aproximadamente con los diámetros hidráulicos en el evaporador y condensador y utilizando datos de catálogo.

Como simulación inicial nuestra atención se basa en estudiar la evolución que tiene el coeficiente de funcionamiento de la instalación cuando se varía el régimen de giro del compresor, esto sin incluir las bombas de los circuitos secundarios. Para enriquecer la simulación del comportamiento del COP variando N se hará considerando tres niveles para los caudales volumétricos de los fluidos secundarios, la magnitud de estos niveles se encuentra dentro del rango de operación de la instalación. Así, en la Fig. 6.1 (a) se muestra el comportamiento del COP respecto a N para tres niveles del caudal volumétrico del agua,  $C_{aec}$ . El comportamiento del COP variando N se debe, principalmente al ajuste para el rendimiento combinado del compresor (apartado 3.4.2), viéndose en la figura que N tiene una gran influencia sobre el comportamiento del COP, observando que existen mejores funcionamientos cuando se manejan velocidades del compresor bajas y altas, mientras que para velocidades intermedias se obtienen los peores funcionamientos. Para este caso en particular, apreciamos que con niveles altos del caudal volumétrico del agua circulante se tienen mejores coeficientes de funcionamiento en la instalación.



**Fig. 6.1** Influencia del consumo energético de las bombas de los circuitos secundarios.

La gran dependencia del coeficiente de funcionamiento COP respecto al régimen de giro del compresor  $N$  se vuelve a observar en la Fig. 6.1 (c) para diferentes niveles del caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol,  $C_{aee}$ . Debido a las características del conjunto motor-compresor los mejores funcionamientos se logran para velocidades altas y bajas, concluyendo que el comportamiento principalmente es causado por las características electromecánicas del motor-compresor. Comparando los caudales volumétricos de ambos circuitos secundarios, podemos concluir que la magnitud del caudal del agua influye de manera más notoria sobre el funcionamiento energético de la instalación, basándonos únicamente en la variación del régimen de giro.

Considerando el consumo energético de las bombas aunado al consumido por el compresor, en la Fig. 6.1 (b) se aprecia una disminución en el  $COP_G$  respecto a la Fig. 6.1 (a). La influencia del consumo energético de las bombas representa un 3-7% de



disminución en el  $COP_G$  para los niveles del caudal volumétrico del agua. La disminución del  $COP_G$  debido a la incorporación del consumo de las bombas también se aprecia en la Fig. 6.1 (d) para los diferentes niveles del caudal de la mezcla, comparando estos comportamientos respecto a los de la Fig. 6.1 (c), se estima que la disminución del  $COP_G$  por incluir el consumo energético de las bombas estar alrededor del 3-9%.

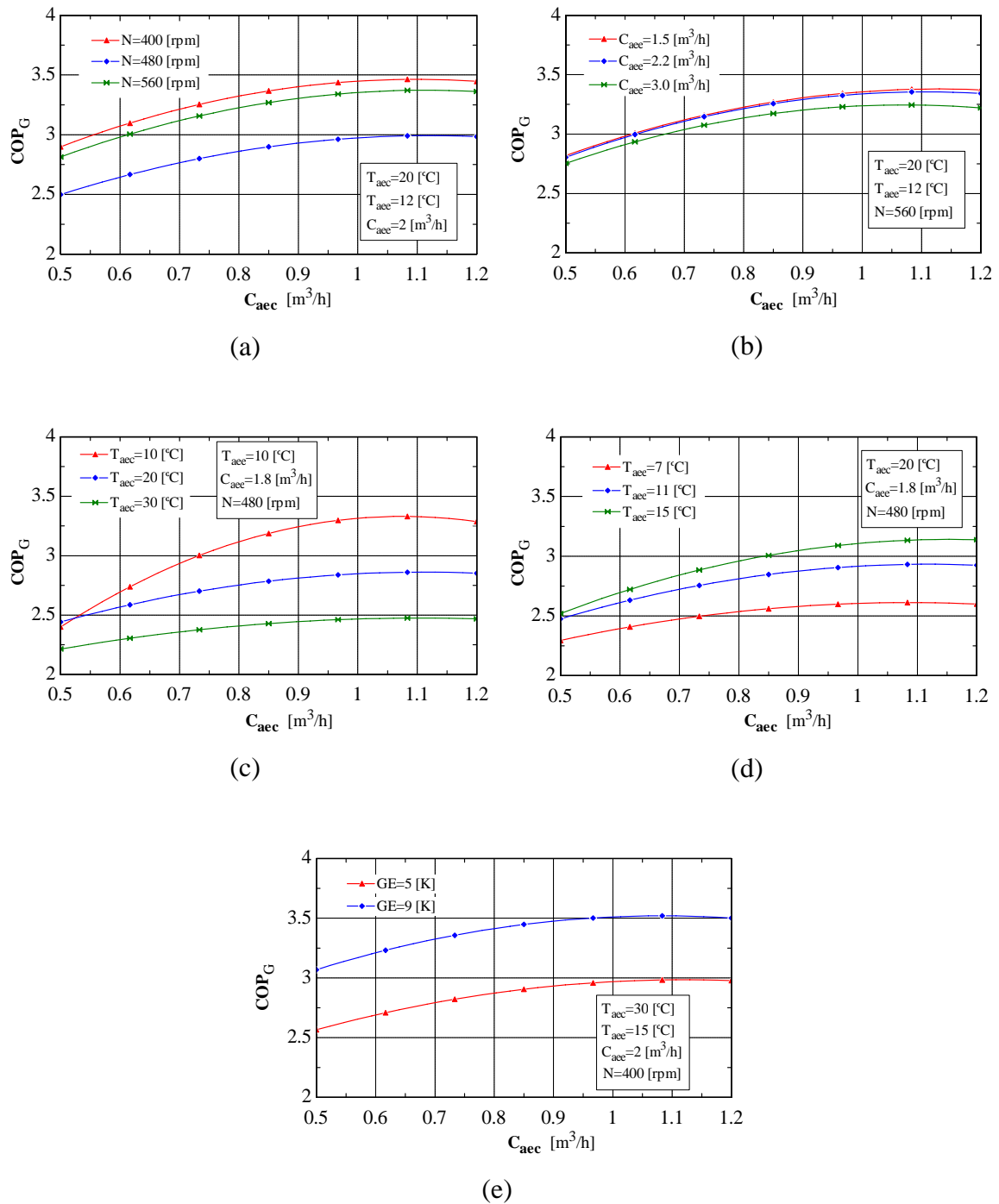
### 6.3 Influencia de los caudales volumétricos sobre el $COP_G$

En este apartado vamos a analizar como influye la variación de los caudales volumétricos sobre el coeficiente de funcionamiento global de la instalación,  $COP_G$ . Este análisis se presenta para tres niveles de cada uno de los parámetros de entrada para, de esta forma, tener un mayor conocimiento de la influencia de la magnitud del parámetro sobre el  $COP_G$ .

Así, en la Fig. 6.2 se ilustra el comportamiento del  $COP_G$  respecto al caudal volumétrico del agua,  $C_{aec}$ . Se aprecia en las diferentes figuras que la variación del  $C_{aec}$  influye de manera notoria sobre el  $COP_G$ . Por ejemplo, para caudales bajos entre 0.5 a 0.9  $m^3/h$  sería preferible no operar la instalación ya que obtenemos coeficientes de funcionamientos bajos, mientras que para caudales mayores a 0.9  $m^3/h$  se logran los mejores funcionamientos. El  $COP_G$  máximo se obtiene para valores de 1 a 1.15  $m^3/h$  para cualquier nivel de parámetro mostrado. La diferencia de trabajar con un caudal bajo y uno alto radica en promedio en un 20% en el  $COP_G$  de la instalación.

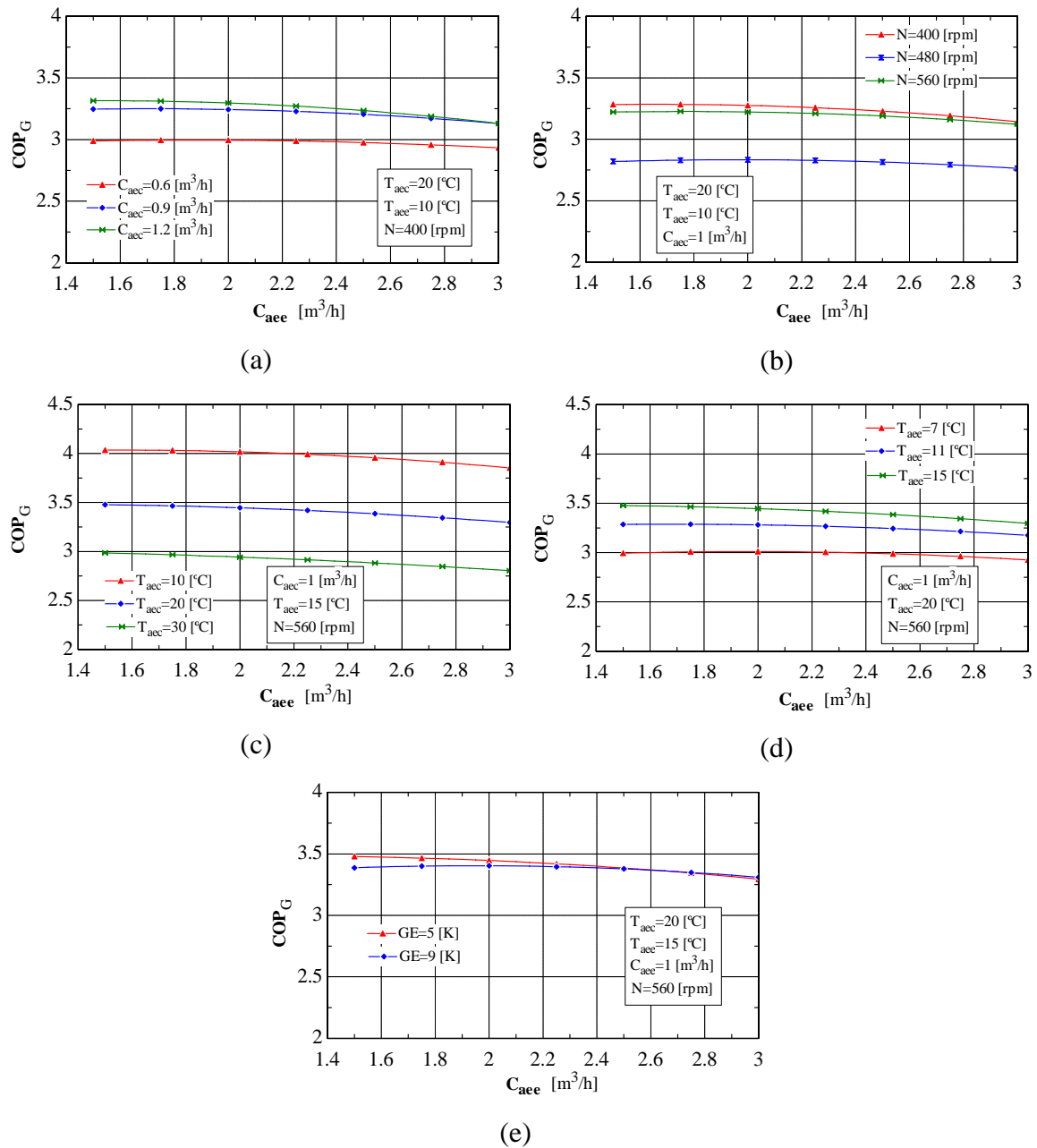
En cada simulación realizada en la Fig. 6.2 se muestran las condiciones fijas para los parámetros de entrada. En la Fig. 6.2 (a) se comprueba lo visto en el apartado anterior, para velocidades bajas y altas del compresor se obtienen los máximos  $COP_G$ . Para los diferentes niveles del caudal de la mezcla agua-glicol de la Fig. 6.2 (b) se muestra que existe poca variación, sin embargo, para niveles de 1.5 a 2.2  $m^3/h$  se obtienen mejores  $COP_G$ . En cuanto a los niveles de temperatura de los fluidos secundarios simulados teniendo en cuenta la influencia del  $C_{aec}$  sobre el  $COP_G$ , estos se muestran en la Fig. 6.2 (c) y (d). De estas figuras y como era esperable, para niveles bajos de  $T_{aec}$  y niveles altos de  $T_{aec}$  se presentan los mejores valores de  $COP_G$ . Para las

condiciones simuladas en el comportamiento de la Fig. 6.2 (e) se consiguen mejores funcionamientos de la instalación con un GE de 9K.



**Fig. 6.2** Influencia del caudal volumétrico del agua. (a) Niveles de N. (b) Niveles de C<sub>aec</sub>. (c) Niveles de T<sub>aec</sub>. (d) Niveles de T<sub>aec</sub>. (e) Niveles de GE.

El comportamiento del caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol,  $C_{aee}$ , sobre el  $COP_G$  se plasma en la Fig. 6.3. Se observa que existe una ligera influencia de la variación del caudal volumétrico sobre el  $COP_G$ , podríamos decir que permanece casi constante en todo el rango simulado, sin embargo, se alcanza a notar un leve encurvamiento en el comportamiento.



**Fig. 6.3** Influencia del caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol. (a) Niveles de  $C_{aee}$ . (b) Niveles de  $N$ . (c) Niveles de  $T_{aee}$ . (d) Niveles de  $T_{aee}$ . (e) Niveles de  $GE$ .

Observando la Fig. 6.3 (a) para los niveles de  $C_{acc}$  está claro de operar la instalación con valores por arriba de  $0.9 \text{ m}^3/\text{h}$ . En la Fig. 6.3 (b) entre los valores de 1.6 a  $2.2 \text{ m}^3/\text{h}$  se tienen los mejores funcionamientos de la instalación, además, se confirma que para niveles altos y bajos de  $N$  se tienen los mejores funcionamientos, caso contrario para velocidades intermedias. Los valores para los niveles de la  $T_{acc}$  de la Fig. 6.3 (c) son más representativos sobre el  $COP_G$  incrementado en un 33% de pasar a operar de 10 a  $30^\circ\text{C}$ . El nivel del GE mostrado en la Fig. 6.3 (e) ilustra una similitud muy marcada en todo el rango del  $C_{acc}$ , deduciendo que para estas condiciones no tiene una influencia significativa el valor del GE.

De acuerdo a las Fig. 6.2 y 6.3, podemos concluir que la variación del caudal volumétrico del agua influye de manera más notoria sobre el coeficiente de funcionamiento global de la instalación, manteniendo valores altos según las condiciones de operación del circuito para lograr mejores  $COP_G$ . Por lo que respecta al caudal de la mezcla se ha observado que tiene una ligera influencia en el funcionamiento de la instalación, un comportamiento casi constante en todo el rango. En la Tabla 6.1 se muestran valores de referencia para los caudales volumétricos de los fluidos secundarios que logran mejores funcionamientos en base a las simulaciones realizadas.

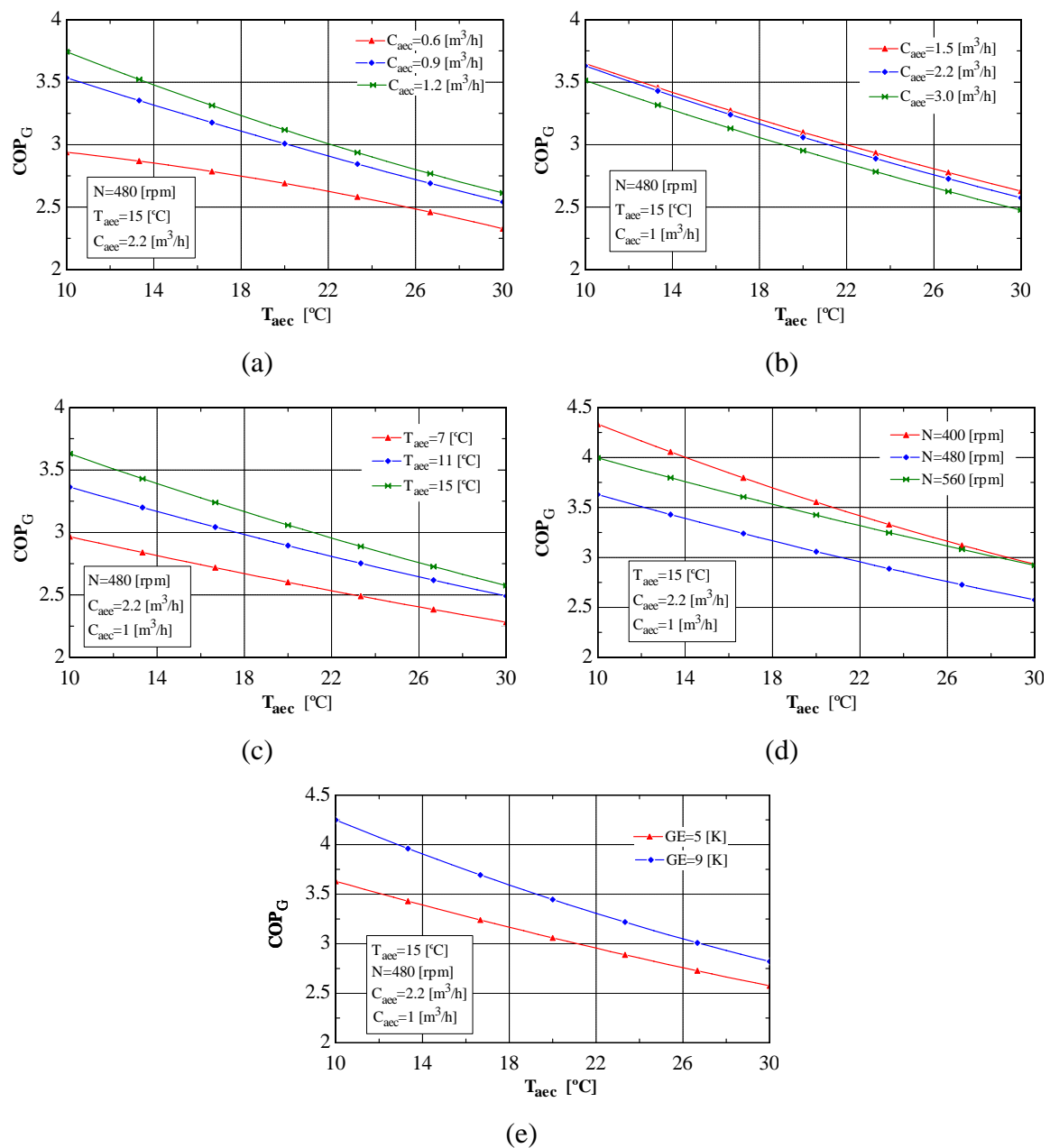
**Tabla 6.1** Rango de caudales volumétricos que influyen en el  $COP_G$ .

	$COP_{G,max}$	$COP_{G,min}$
$C_{acc}$	1.6 – 2.0	2.3 – 3.0
$C_{acc}$	0.9 – 1.15	0.5 – 0.8

#### 6.4 Influencia de las temperaturas de los fluidos secundarios sobre el $COP_G$

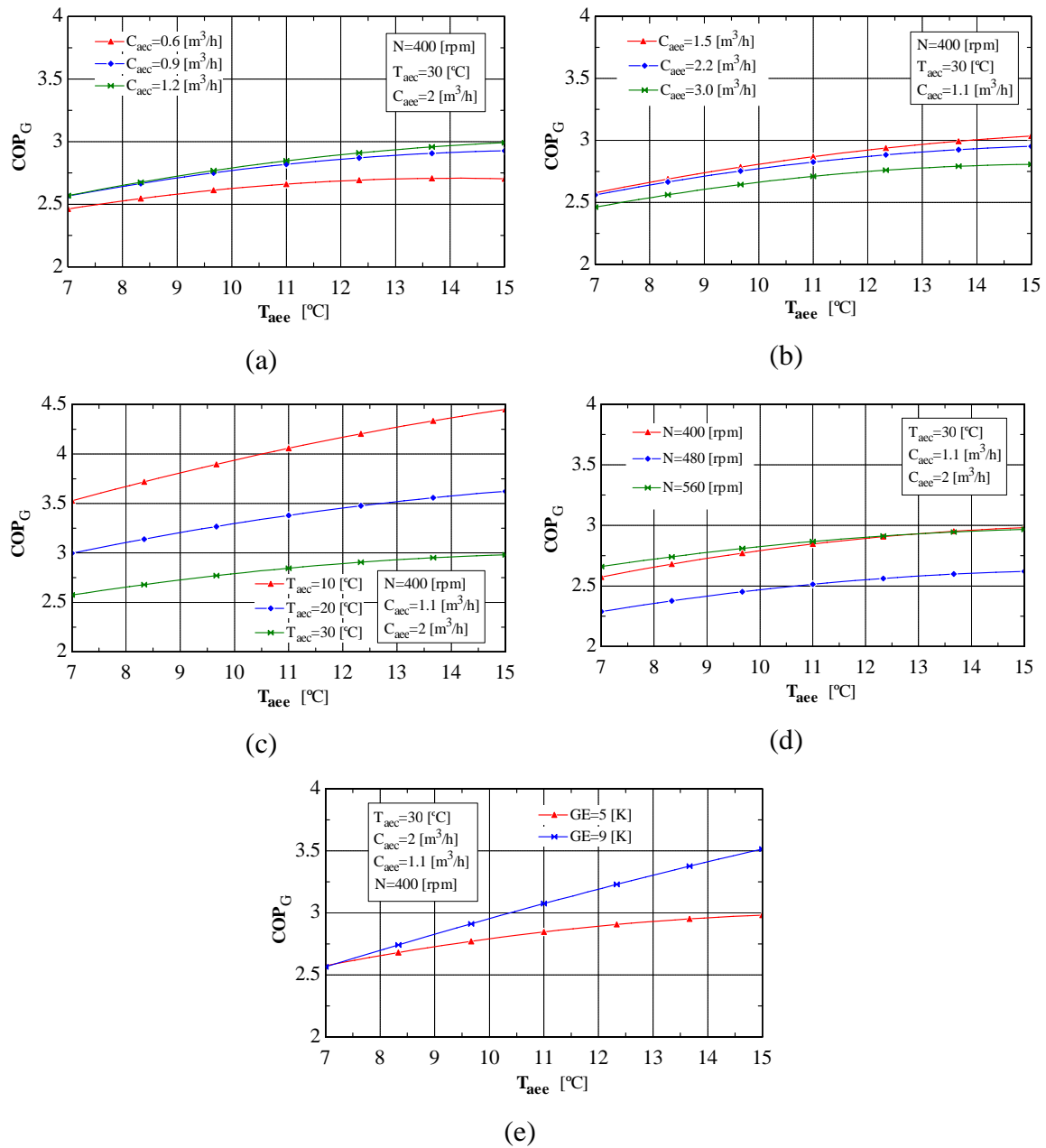
Analizando la influencia de las temperaturas de los fluidos secundarios sobre el  $COP_G$ , en la Fig. 6.4 se muestra el comportamiento de la instalación cuando se varía la  $T_{acc}$ . Lo que podemos apreciar en la Fig. 6.4, como era de esperar, es que la  $T_{acc}$  influye de manera evidente sobre el  $COP_G$ , donde para temperaturas bajas del agua se obtienen

los mejores funcionamientos de la instalación y para temperaturas altas del agua se aprecia un decremento considerable en el  $COP_G$ . Cuando la temperatura del agua aumenta se produce un aumento en la temperatura de condensación lo que ocasiona una mayor tasa de compresión junto con una menor producción frigorífica, resultando por ende en una disminución del  $COP_G$ . El operar la instalación de una  $T_{aec}$  de 10°C a una condición de 30°C, según las condiciones mostradas en la Fig. 6.4 implica un decremento del 40% sobre el  $COP_G$ .



**Fig. 6.4** Influencia de la temperatura del agua. (a) Niveles de  $C_{aec}$ . (b) Niveles de  $C_{aec}$ . (c) Niveles de  $T_{aec}$ . (d) Niveles de N. (e) Niveles de GE.

En la Fig. 6.5 se observa la influencia de la temperatura de la mezcla agua-glicol,  $T_{aee}$ , sobre el  $COP_G$ . El aumento del  $COP_G$  viene dado por un incremento en la temperatura de la mezcla, que para la mayoría de las condiciones mostradas en la Fig. 6.5 representa un incremento del 20% en el  $COP_G$ .



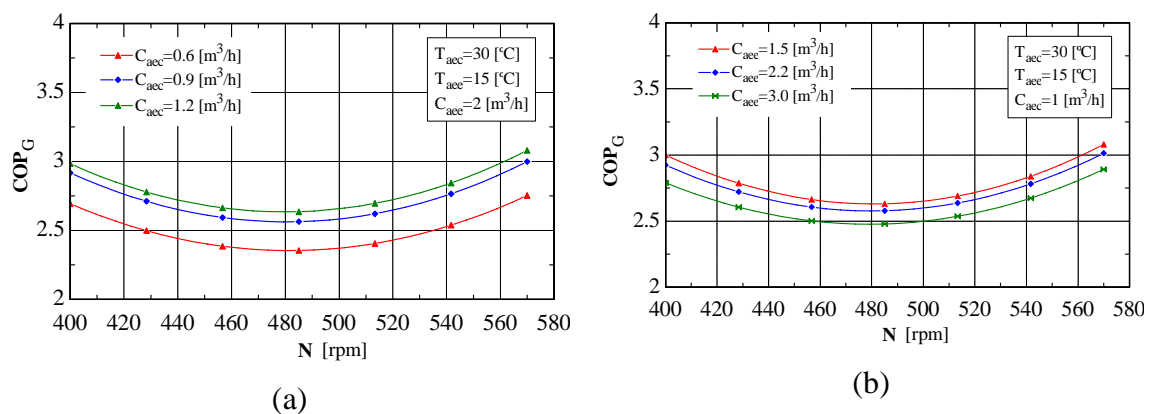
**Fig. 6.5** Influencia de la temperatura de la mezcla agua-glicol. (a) Niveles de  $C_{aee}$ . (b) Niveles de  $C_{aee}$ . (c) Niveles de  $T_{aee}$ . (d) Niveles de  $N$ . (e) Niveles de  $GE$ .

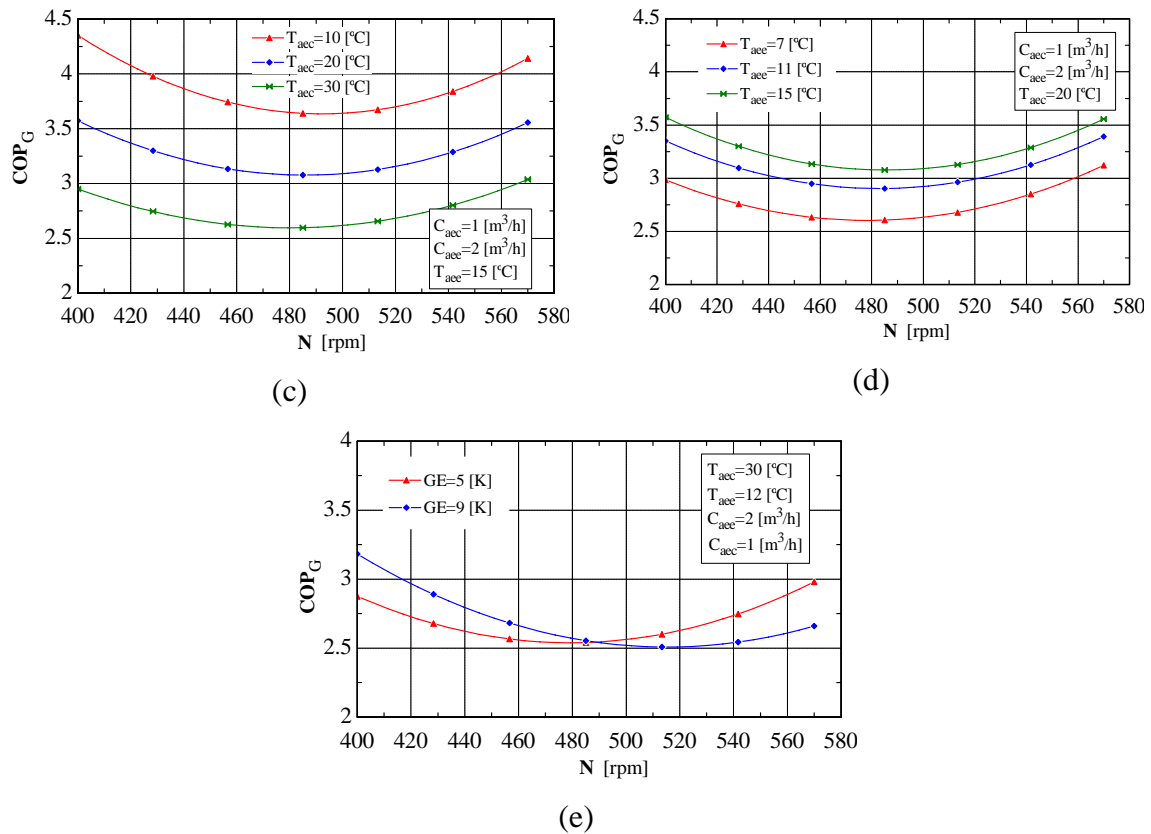
El aumento de la temperatura de la mezcla a la entrada del evaporador provoca un aumento en la temperatura de evaporación, y por consiguiente el aumento del  $COP_G$  debido a que aumenta el efecto refrigerante y disminuye el trabajo de compresión. Por supuesto, la temperatura de evaporación está limitada por la temperatura a la cual es necesario mantener la carga requerida.

Con las simulaciones presentadas en las Fig. 6.4 y 6.5 podemos concluir que las variaciones de las temperaturas de los fluidos secundarios son de gran influencia en lo que concierne al comportamiento del  $COP_G$ . Un aumento en la temperatura de la mezcla da por resultado una menor demanda de potencia. Involucrando la temperatura de evaporación, ésta deberá ser tan alta como sea razonable dentro de los límites prácticos. Por lo que respecta a la temperatura del agua, ésta deberá ser tan baja como sea posible consiguiendo una reducción en el consumo energético.

### 6.5 Influencia del régimen de giro del compresor sobre el $COP_G$

La influencia del régimen de giro del compresor sobre el  $COP_G$  es muy notoria junto con su particular comportamiento debido a las características del motor-compresor. En la Fig. 6.6 se plasma la influencia cuando se varía  $N$  sobre el  $COP_G$  para diferentes niveles de los parámetros involucrados. Concluyendo que la operación óptima de la instalación para lograr mejores  $COP_G$  viene dada para velocidades bajas y altas del compresor en cualquier condición de operación.





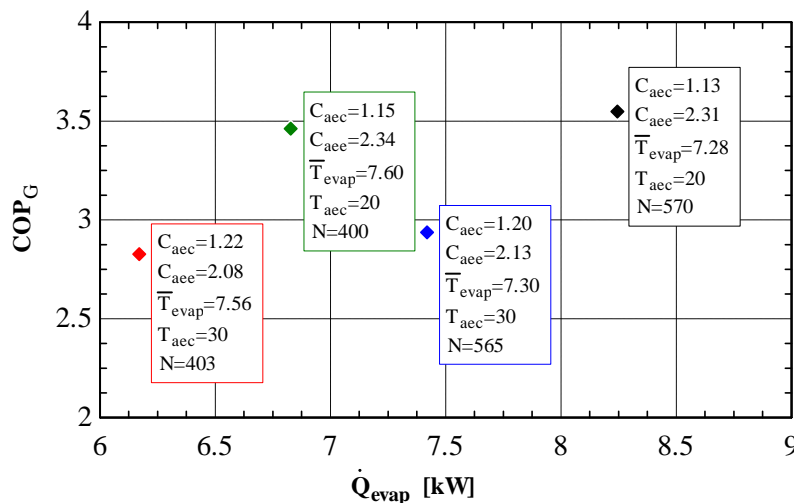
**Fig. 6.6** Influencia del régimen de giro del compresor. (a) Niveles de  $C_{aee}$ . (b) Niveles de  $C_{aee}$ . (c) Niveles de  $T_{aee}$ . (d) Niveles de  $T_{aee}$ . (e) Niveles de GE.

## 6.6 Simulación según la temperatura y carga requerida

El objetivo de esta simulación es aplicar el modelo para ir a puntos de operación eficientes, ante necesidades y condiciones dadas de funcionamiento, obteniendo así los parámetros de operación que logren un máximo  $COP_G$ . De acuerdo a la estructura topológica y planteamiento del modelo físico expuesto, podemos presentar un mapa energético que muestra las condiciones (parámetros de entrada) de operación que originan puntos máximos del  $COP_G$ . Esto en base al requerimiento de una temperatura para una aplicación dada, esta temperatura la consideramos muy próxima al valor de la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida de la mezcla agua-glicol,  $\bar{T}_{evap}$ . De acuerdo a la carga térmica demandada se podrá seleccionar las condiciones que más se adecuen bajo el requerimiento de temperatura dada.



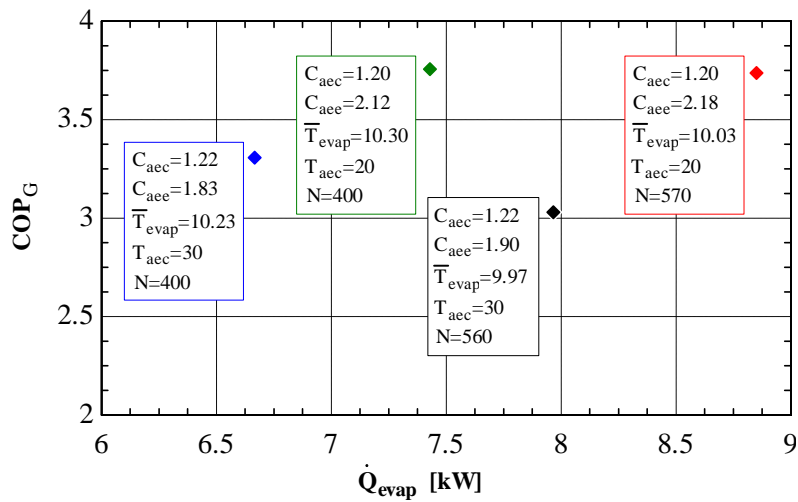
Así, en la Fig. 6.7 se ilustran puntos energéticos indicando un máximo COP<sub>G</sub> obtenidos mediante las condiciones de operación mostradas. Los puntos energéticos son aplicables para una temperatura requerida entre 7.28-7.60°C, y según el mapa se puede seleccionar las condiciones según el valor de la carga requerida.



**Fig. 6.7** Mapa energético fijando una T<sub>aec</sub> de 9°C.

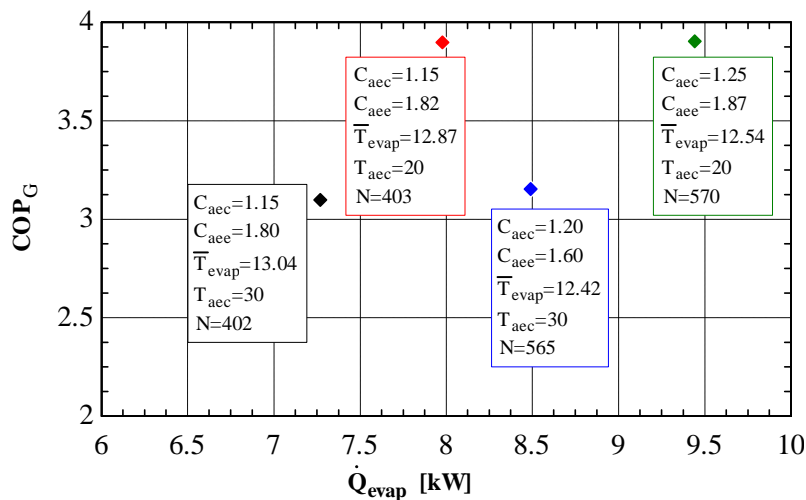
Observando las condiciones óptimas para cada punto energético de la Fig. 6.7, se puede resaltar que los valores para el C<sub>aec</sub> varían en un rango donde se obtienen los mejores funcionamientos según lo visto en la Fig. 6.2, así mismo, los valores del C<sub>aee</sub> se ubican en el rango de funcionamiento máximo como lo muestra la Fig. 6.3 (b). Para el valor de N es obvio que tiende a irse a velocidades bajas y altas según los comportamientos vistos en apartados anteriores. Para una temperatura requerida con un valor promedio de 7.3°C podemos encontrar en el mapa energético mostrado en la Fig. 6.7 dos condiciones de operación eficiente, una presentando una carga térmica de 7.4 kW, y la otra, con una carga de 8.25 kW, que dependiendo de la carga térmica se escogería la opción más adecuada.

Por lo que respecta a la Fig. 6.8, las condiciones de operación eficientes son encontradas para lograr una temperatura requerida de 9.97-10.3°C. Se observa que para estas condiciones el C<sub>aec</sub> se estabiliza en un rango más estrecho de operación, mientras que el C<sub>aee</sub> tiene mayor variación de acuerdo a lo mostrado en la Fig. 6.3. En cuanto a N prácticamente se va a las velocidades extremas de funcionamiento.



**Fig. 6.8** Mapa energético fijando una  $T_{aee}$  de 12°C.

La Fig. 6.9 muestra las condiciones de operación que maximizan el  $COP_G$  para una temperatura requerida entre 12.54-13.04°C, fijando una  $T_{aee}$  de 15°C. Aquí se aprecia de igual manera que las condiciones de operación son marcadas por valores en un rango reducido donde se obtienen los mejores funcionamientos.

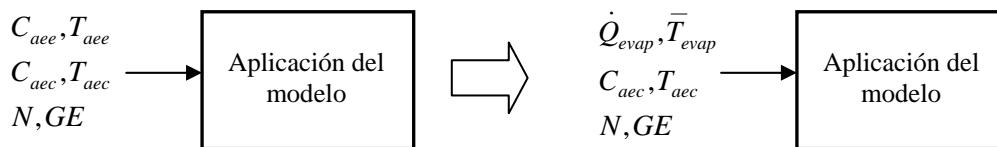


**Fig. 6.9** Mapa energético fijando una  $T_{aee}$  de 15°C.

El concepto del mapa energético se aplica para localizar condiciones de operación que maximizan el  $COP_G$  bajo el requerimiento de la temperatura del agente condensante disponible y la temperatura  $\bar{T}_{evap}$  para la aplicación, con el valor de la carga

térmica requerida se escoge las condiciones de operación más adecuadas para lograr el funcionamiento óptimo.

Lo manera más simple para encontrar las condiciones de operación óptimas dada una temperatura de requerimiento y conociendo la carga térmica y temperatura del agente condensante, es que directamente del modelo físico se puedan obtener dichas condiciones. Sin embargo, por la estructura planteada en el modelo físico presentado en este trabajo doctoral, se realizó a través de los mapas energéticos. La Fig. 6.10 muestra el cambio de estructura del modelo para evaluar de forma directa a través de los requerimientos las condiciones óptimas de funcionamiento que maximicen el  $COP_G$ .



**Fig. 6.10** Cambio de estructura del modelo.

El evaporador es el componente que se vería afectado por el cambio de los parámetros de entrada  $\dot{Q}_{evap}$  y  $\bar{T}_{evap}$ , por lo que el  $C_{aee}$  y  $T_{aee}$  serían parámetros de salida del modelo. Esto en el EES, nos llevaría a cambiar la estructura de programación y estrategia de simulación para el evaporador.

## 6.7 Simulación con aplicación gráfica visual

En base a la validación del modelo físico estacionario, hemos decido incluir también una simulación con aplicación gráfica visual en el EES. La finalidad es que la aplicación sirva para analizar y diagnosticar el comportamiento estable de la instalación, evaluando parámetros físicos fundamentales en los respectivos componentes y haciendo un mayor énfasis en los intercambiadores de calor.

La Fig. 6.11 ilustra la ventana de aplicación gráfica en el EES, mostrándose en color rojo los parámetros de salida de la simulación y en color negro los parámetros de

entrada Los parámetros de salida para los intercambiadores de calor son: superficies de intercambio para las distintas zonas asociadas al estado del refrigerante, así como sus correspondientes intercambios de energía, presiones de funcionamiento y temperaturas de saturación. Para el compresor se muestran los rendimientos volumétrico y combinado y la potencia consumida. Se muestra el valor del flujo másico de refrigerante circulando por el sistema así como el COP de la instalación y las temperaturas del refrigerante en cada uno de los estados termodinámicos. Los parámetros de entrada generales incluyen, aparte de los ya conocidos, el tipo de fluido de trabajo que puede ser escogido y el porcentaje de la mezcla agua-glicol.

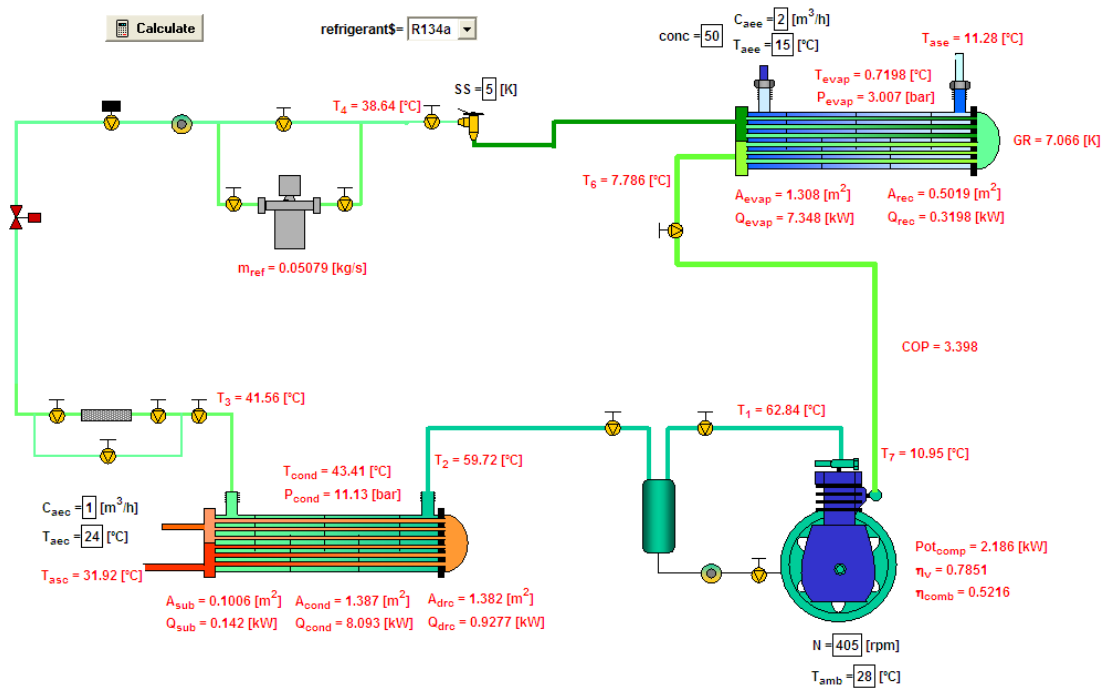


Fig. 6.11 Simulación gráfica visual para la instalación.

## 6.8 Conclusiones de la aplicación

El modelo físico estacionario desarrollado y validado en esta tesis doctoral es aplicado para simular el comportamiento energético de la instalación, analizando el coeficiente de funcionamiento global bajo las variaciones operacionales que pueden presentarse en los parámetros de entrada generales como: régimen de giro del

compresor, caudal volumétrico de los fluidos secundarios y temperatura de éstos a la entrada de los intercambiadores de calor.

En las diferentes simulaciones se observó la gran influencia que tiene el régimen de giro del compresor sobre el  $COP_G$  de la instalación debido, principalmente, al particular comportamiento de las características del motor-compresor. Los mejores funcionamientos se logran para velocidades bajas y altas. Por otro lado, la gran influencia que presentan las temperaturas de los fluidos secundarios en el funcionamiento, la temperatura del agua tiene mayor influencia sobre el funcionamiento, y operando con temperaturas bajas se logran mejores funcionamientos. La temperatura de la mezcla también presenta influencia sobre el  $COP_G$  y trabajando con valores altos dentro de los límites permitidos, se logran máximos  $COP_G$ . En cuanto a la influencia de los caudales volumétricos se observó que el caudal del agua influye de manera más notoria sobre el  $COP_G$ , y de manera muy tenue el caudal de la mezcla agua-glicol.

El modelo también se aplicó para buscar puntos de operación eficientes, ante necesidades y condiciones dadas de funcionamiento, obteniendo así los parámetros de operación que logren un máximo  $COP_G$ .

Por último comentar sobre la aplicación gráfica visual en EES como herramienta auxiliar en la simulación de las principales variables de operación, mostrando como resultados características particulares de los componentes, estados termodinámicos y comportamiento general del ciclo de compresión de vapor.



## Conclusiones y trabajos futuros

---

### 7.1 Conclusiones generales

La necesidad de mejorar los diseños y operación de los sistemas de producción de frío por compresión de vapor nos ha inducido a desarrollar un modelo físico que caracterice una instalación experimental y que sea capaz de predecir el comportamiento estacionario de la instalación, junto con una aplicación a través de simulaciones que encaminen a una operación energéticamente eficiente. A continuación se expone a manera de conclusiones los aspectos más importantes en el desarrollo de este trabajo:

- ✓ El desarrollo del modelo físico se enriquece con la revisión de literatura en el campo del modelado de sistemas de compresión de vapor. Haciendo hincapié en las investigaciones sobre modelos físicos estacionarios globales.
- ✓ El trabajo teórico se vincula con la caracterización de los principales componentes de la instalación: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. La caracterización se basa en fundamentos físicos y en algunas excepciones en correlaciones empíricas auxiliares.
- ✓ Se realiza una caracterización individual para cada componente, formando bloques encaminados a una estrategia de simulación local. Mediante el acoplamiento de cada uno de los bloques, se logra construir el modelo físico global representando los parámetros de entrada generales, correlaciones

empíricas, propiedades termofísicas y los parámetros de salida. Al final se logra conseguir un modelo físico de fácil uso.

- ✓ El desarrollo y validación del modelo está basado en el análisis de datos experimentales originados a través de una combinación de parámetros, con los que se logra abarcar un amplio rango de operación. Los parámetros que se varían aquí son: caudales volumétricos de los fluidos secundarios, temperatura de los fluidos secundarios a la entrada de los intercambiadores de calor, régimen de giro del compresor y grado de recalentamiento estático en la válvula de expansión. En este trabajo es de suma importancia el conocimiento de datos geométricos de los componentes. Por otro lado, la importancia del conocimiento de las incertidumbres en las mediciones realizadas.
- ✓ Los parámetros de entrada de fácil obtención por parte del usuario y una adecuada topología en el modelado físico, nos llevan a conseguir un modelo capaz de predecir para la mayoría de los datos experimentales estar dentro de un margen del  $\pm 10\%$  de error.
- ✓ Con la fiabilidad que muestra el modelo se decide aplicarlo a la simulación del comportamiento del coeficiente de funcionamiento, COP, analizando la influencia de los distintos parámetros de operación.
- ✓ Al final se propone un mapa energético ante necesidades y condiciones de funcionamiento que logren un máximo COP<sub>G</sub>.

## **7.2 Trabajos futuros**

La realización de esta tesis doctoral es el comienzo propio de oportunidades de exploración y aplicación en el campo de la refrigeración. Los trabajos que pueden derivarse de esta investigación son los siguientes:



➤ **Detección y diagnóstico de fallos (FDD)**

La presencia de fallos en instalaciones de producción de frío tiene una gran relevancia en contra del funcionamiento adecuado. Así que una línea de aplicación del modelo pudiera ser en la detección y diagnóstico de fallos como: fugas de refrigerante o degradaciones en los circuitos secundarios. Proponiendo así, una detección de fallos basada en la redundancia analítica implementada mediante el modelo físico.

➤ **Control de operación**

El modelo puede complementarse con una estrategia a través de la identificación de parámetros que ayuden a mejorar el control de operación de la instalación. De tal manera, hacer más eficiente el proceso de refrigeración.

➤ **Modelo transportable**

El modelo físico puede servir de plataforma para el desarrollo de un modelo transportable, donde se pueda determinar con un margen de fiabilidad aceptable el comportamiento energético de una instalación frigorífica basada en el ciclo de compresión de vapor. El modelo transportable puede ser aplicado a instalaciones de compresión equipadas con compresores alternativos. La base de partida son los fundamentos físicos con los que cuenta el modelo, el cual se deberá enriquecer con parámetros autoajustables que permitan mejorar las condiciones y que sea capaz de aportar transportabilidad al modelo, mediante exploración de algoritmos genéticos o redes neuronales.



## Referencias

---

- [1] Alarcón, C.J. Tratado práctico de refrigeración automática, 12ª edición, Marcombo Boixareu Editores, Barcelona 1998.
- [2] Koelet, P.C. Frío Industrial: fundamentos, diseño y aplicaciones, 1ª edición, A. Madrid Vicente, Ediciones, Madrid 1997.
- [3] Eastop, T.D., McConkey, A. Applied Thermodynamics for Engineering Technologists, John Wiley and Sons, New York, 1993.
- [4] Beecham, M. Global market for automotive heating, ventilation and air conditioning, About publishing group, October 2001.
- [5] Emerson Climate Technologies™, 02/2007: Refrigerants for commercial refrigeration applications.
- [6] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Estrategia de ahorro y eficiencia energética en España 2004-2012 (E4). Julio 2007.
- [7] Baxter Van D. Advances in supermarket refrigeration systems. Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN 37831-6070, 2002.
- [8] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C. A review on buildings energy consumption information. Energy and Buildings 40 (2008) 394-398.
- [9] Gordon J.M., Ng K.C. Cool thermodynamics, International Science Publishing, Cambridge, 2000.
- [10] Bourdouxhe J.P., Grodent M., Lebrun J.J., Saavedra C.A. A toolkit for primary HVAC system energy calculation – part 2: reciprocating chiller models, ASHRAE Transactions 100 (1994) 774-786.
- [11] Lee W.L., Chen Hua, Yik F.W.H. Modeling the performance characteristics of water-cooled air-conditioners. Energy and Buildings 4 (2008) 1456-1465.
- [12] Zhao P.C., Ding G.L., Zhang C.L., Zhao L. Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture. Applied Thermal Engineering 23 (12) (2003) 1515-1524.

- [13] Tian C.Q., Dou C.P., Yang X.J., Li X.T. Instability of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. Part 2: Numerical simulation, *International Journal of Refrigeration* 28 (7) (2005) 1111-1123.
- [14] Yu F.W., Chan K.T. Modelling of the coefficient of performance of an air-cooled screw chiller with a variable speed condenser fans, *Building and Environment* 41 (4) (2006) 407-417.
- [15] Ding G.L., Zhang C.L., Lu Z.L. Dynamic simulation of natural convection bypass two-circuit cycle refrigerator-freezer and its application. Part I: Component models, *Applied Thermal Engineering* 24 (10) (2004) 1513-1524.
- [16] Kim S.G., Kim M.S. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1093-1101.
- [17] Winandy Eric, Saavedra O. Claudio, Lebrun Jean. Simplified modeling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002) 183-192.
- [18] Winnady Eric, Lebrun Jean. Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1143-1156.
- [19] Srivinas M.N., Padmanabhan Chandramouli. Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1083-1092.
- [20] Matausek MR. On warner's algorithm for the solution of boundary-value problems for ordinary differential equations. *Journal of Optimization Theory and Applications* 20 (1) (1976) 37-46.
- [21] Pérez-Segarra C.D., Rigola J., Sòria M., Oliva A. Detailed thermodynamics of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 579-593.
- [22] Hawlader M.N.A., Chou S.K., Chua K.J., Ho J.C., Mujumdar A.S. On steady-state modeling of a two-stage evaporator system, *International Journal of Energy Research* 25 (2001) 859-880.
- [23] Browne M.W., Bansal P.K. An elemental NTU- $\varepsilon$  model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 612-627.
- [24] Lei Zhao, Zaheeruddin M. Dynamic simulation and analysis of water chiller refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2258-2271.
- [25] Tashtoush Bourhan, Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis, *Energy* 30 (2005) 1729-1745.

- [26] Shah R, Alleyne A.G. C.W. Bullard, Dynamic modeling and control of multi-evaporator air-conditioning system. ASHRAE Transactions 110 (PART 1) (2004) 109-119.
- [27] Browne M.W., Bansal M.W. Transient simulation of vapour-compression packaged liquid chillers. International Journal of Refrigeration 25 (2002) 597-610.
- [28] Khan Jameel-ur-Rehman, Zubair Syed M. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 235-243.
- [29] Estrada-Flores S., Merts I., De Ketelaere B., Lammertyn J. Development and validation of “grey-box” models for refrigeration applications: a review of key concepts. International Journal of Refrigeration 29 (2006) 931-946.
- [30] Armas Valdes J.C., Valdivia Nodal Y., Gómez Sarduy J., Reyes Calvo R. Empleo de la inteligencia artificial en la determinación de propiedades de refrigerante. Ingenierías, Vol. X, No. 37 (2007).
- [31] Navarro-Esbrí J., Berbegall V., Verdu G., Cabello R., Llopis R. A low data requirement model of a variable-speed vapour compression refrigeration system based on neural networks. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 1452-1459.
- [32] Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A., Palm B., Rohlin P. Refrigerating engineering, KTH Energy Technology Stockholm, 2003.
- [33] Reichler Mark. Modeling of rooftop packaged air conditioning equipment. M.S. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison, 2001.
- [34] McQuiston F.C., Parker J.D. Heating, ventilating and air conditioning, analysis and design, 3rd edition, John Wiley & Sons, New York, 1988.
- [35] Popovic P., Shapiro H.N. A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems. ASHRAE Transaction 101 (PART 2) (1995) 367-382.
- [36] Navarro-Esbrí J., Cabello R., Torella E., Llopis R. Using infrared thermography to estimate isentropic efficiency in a reciprocating compressor, COMPRESSORS 2004 (International Conference on Compressors and Coolants): Papiernicka (ESLOVAQUIA), 2004.
- [37] Longo Giovanni A., Gasparella Andrea. Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor. International Journal of Refrigeration 26 (2003) 681-689.
- [38] Kakac S., Liu H. Heat exchangers selection, rating, and thermal design, 1998 by CRC Press LLC.

- [39] Incropera Frank P., DeWitt David P. Fundamentos de transferencia de calor, 4<sup>a</sup>. Ed. Prentice Hall, México 1999.
- [40] Mills A.F. Transferencia de calor, Addison-Wesley, España 1995.
- [41] Lee Kwan-Soo, Lee Tae-Hee, Lee Jang-Seok, Oh Se-Yoon, Lee Myung Yul. Comparison of air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators. Digital Appliance Research Lab, LG Electronics Inc 327-23, Seoul Korea, 2002.
- [42] Bansal P.K., Chin T.C. Design and modeling of hot-wall condensers in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1601-1617.
- [43] Ge Yunting, Cropper Roy. Air-cooled condensers in retail systems using R22 and R404A refrigerants. *Applied Energy* 78 (2004) 95-110.
- [44] Navarro-Esbrí J., Cabello R., Torrella E. Experimental evaluation of internal heat exchanger influence on vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C. *Energy* 30 (2005) 621-636.
- [45] Park Chasik, Cho Honghyun, Lee Yongtaek, Kim Yongchan. Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1401-1407.
- [46] Cabello R., Torrella E., Navarro-Esbrí J. Experimental evaluation of vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1905-1917.
- [47] Fischer S.K., Rice C.K. A steady-state computer model for air-to-air heat pumps. Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, ORNL/CON-80, Department of Energy, 1981.
- [48] Kiatsiriroat T., Na Thalang K. Performance analysis of vapour compression refrigeration with R22/R124/R152a refrigerant. *International Journal of Energy Research*, Vol. 21, 221-232 (1997).
- [49] Browne M.W., Bansal P.K. Steady-state model of centrifugal liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 21 (1998) 343-358.
- [50] Habaerschill P., Gay L., Aubouin P., Lallemand M. Performance prediction of a refrigerant machine using R-407C: the effect of the circulating composition on system performance. *International Journal of Energy Research* 2002; 26: 1295-1311.
- [51] Fu Long, Ding Guoliang, Su Zujian, Zhao Guoquan. Steady-state simulation of screw liquid chillers. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1731-1748.

- [52] Saiz Jabardo J.M., Gonzales Mamani W., Ianella M.R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1157-1172.
- [53] Cabello R., Navarro J., Torella E. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1740-1752.
- [54] Ding Guo-liang. Recent developments in simulation techniques for vapour-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1119-1133.
- [55] Davis G.L., Scott T.C. Component modeling requirements for refrigeration systems simulation, *Purdue Compressor Technology Conference*, Purdue 1976.
- [56] Kara Y.A., Güraras O. A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1797-1805.
- [57] Linares J.I., Moratilla B.Y. Validación experimental de una herramienta de simulación de bombas de calor, *Información Tecnológica*, Vol. 16 (2005) 51-59.
- [58] Sieres J., Fernández-Seara J. Simulation of compression refrigeration systems, *Computer Applications in Engineering Education*, (2005) 188-197.
- [59] Beyene A., Guven H., Jawdat Z., Lowrey P. Conventional chiller performance simulation and field data. *International Journal of Energy Research* 18 (1994) 391-399.
- [60] Ng K.C., Chua H.T., Ong W., Lee S.S., Gordon J.M. Diagnostic and optimization of reciprocating chillers: theory and experiment. *Applied Thermal Engineering*, 17 (1997) 263-276.
- [61] Manske Kyle A. Performance optimization of industrial refrigeration systems, M.S. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison, 1999.
- [62] Bansal P. K., Chin T. C. Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 601-613.
- [63] Sanaye S., Malekmohammadi H.R. Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1807-1825.
- [64] Selbas R., Kizilkan Ö., Sencan A. Thermo-economic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy* 31 (2006) 2108-2128.
- [65] Özkaymak Mehmet., Kurt Huseyin, Recebli Z. Thermo-economic optimization of superheating and sub-cooling heat exchangers in vapor-compressed refrigeration system. *International Journal of Energy Research* 2008, 32: 634-647.

- [66] Sawalha Samer. Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: modeling, simulation and optimization of two system solutions, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 516-524.
- [67] Qureshi T.Q., Tassou S.A. Variable speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, 16 (1996) 103-113.
- [68] Aprea C., Mastrullo R., Renno C. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 639-648.
- [69] Buzelin L.O.S., Amico S.C., Vargas J.V.C., Parise J.A.R. Experimental development of an intelligent refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2005) 165-175.
- [70] Chan K.T., Yu F.W. Applying condensing-temperature control in air-cooled reciprocating water chillers for energy efficiency, *Applied Energy* 72 (2002) 565-581.
- [71] Flake Barrett A. Parameter estimation and optimal supervisory control of chilled water plants, Ph. D. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison, 1998.
- [72] McIntosh I. B. D. A model-based fault detection and diagnosis methodology for HVAC subsystems, Ph. D. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison, 1999.
- [73] Riemer P.L. The time element in chiller fault detection and diagnosis, M.S. thesis, Mechanical Engineering Department, University of Wisconsin-Madison, 2001.
- [74] Bing Yu, Dolf. H. C. Van Paassen, Siamak Riahy. General modeling for model-based FDD on building HVAC system, *Simulation Practice and Theory* 9 (2002) 387-397.
- [75] Navarro-Esbrí J., Torrella E., Cabello R. A vapour compression chiller fault detection technique based on adaptative algorithms. Application to on-line refrigerant leakage detection. *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 716-723.
- [76] S.A. Klein, F.L. Alvarado, *Engineering Equation Solver*, 1992.
- [77] Moran M.J, Shapiro H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, 1992.
- [78] Navarro-Esbrí J., Torrella E., Cabello R., Llopis R. Caracterización del comportamiento de un compresor alternativo en una instalación frigorífica de compresión simple. IV Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Logroño, España, 2005.
- [79] E. Hanne, *Tetchiness Thermodynamic*, Addison-Wesley Publishing Company, Bonn, 2nd edition, 1993.



- [80] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.* Vol. 16, 359-368, 1976.
- [81] Colburn A.P. *Trans, AIChE*, 29, 174, 1933.
- [82] Dittus F.W., Boelter L.M.K. University of California, Berkeley, *Publications on Engineering*, Vol. 2, 1930.
- [83] Petukhov B.S., Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, 504-564. Academic New York, 1976.
- [84] Zukauskas A.A. Convective heat transfer in cross flow, In *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, S. Kakac, R.K. Shah, and W. Aung (Eds), 6.1-6.45, Wiley New York, 1987.
- [85] Kern D.Q. *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1950.
- [86] Grimison E.D. *Trans. ASME*, 59, 583, 1937.
- [87] Taborek J. Shell and tube heat exchanger. In *Heat Exchanger Design Handbook*, E. U. Schlünder (Ed.), section 3.3. Hemisphere, New York, 1983.
- [88] Bell K.J. Delaware method for shell side design. In *Heat Exchanger – Thermal Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakac, A.E. Bergles and F. Mayinger (Eds.) pp 581-618. Taylor & Francis, Washington D.C., 1981.
- [89] Cavallini A., Censi G., Del D. Col, Doretto L., Longo G.A., Rossetto L., Zilio C. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research. *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 373-392.
- [90] Nusselt W. The condensation of steam on cooled surfaces. *Z. Ver. Dtsch. Ing.*, 60, 541-546 and 569-575 (translated into English by Fullarton [1982] *Chem. Eng. Fund.*, Vol. 1, 6-19), 1916.
- [91] Dhir V.K., Lienhard J.H. Laminar film condensation on plane and axisymmetric bodies in nonuniform gravity, *J. Heat Transfer*, 93, 97, 1971.
- [92] Danfoss Technical leaflet, Thermostatic expansion valves, type T2 and TE2, Refrigeration and air conditioning.
- [93] Wolverine Tube, Inc. A World-Class Quality Partner. *Engineering Data Book*, 2004.
- [94] Chen J.C. A correlation for boiling heat transfer of saturated fluids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Process Design and Development*, vol. 5 (1966) 322-329.
- [95] Kutateladze S.S. Boiling heat transfer. *International Journal of Heat Transfer*, vol. 4 (1961) 3-45.

- [96] Shah M.N. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, ASRHAE Transactions, Vol. 88, (1982) 185-196.
- [97] Steiner D., Taborek J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. Heat Transfer Engineering, vol. 13 (1992) 43-69.
- [98] Kandlikar S.G. A general correlation for predicting the two-phase flow boiling heat transfer coefficient inside horizontal and vertical tubes, ASME Transactions, Journal of Heat Transfer, vol. 112 (1990) 219-228.
- [99] Forster H. K, Zuber N. Dynamics of vapor bubble growth and boiling heat transfer, AIChE J. Vol. 1 (1955) 531-535.
- [100] Bitzer Technical Information, Open reciprocating compressor type. Bitzer International, document KP-510-3.
- [101] Lemmon E.W., Mc Linden M.O., Huber M.L. Reference fluid thermodynamic and transport properties. REFPROP v7.0 NIST standard reference database 23, 2002.
- [102] Kline, S.J. and McClintock F.A. Describing uncertainties in single-sample experiments, Mech. Eng., p.3, January 1953.
- [103] Holman, J.P. Experimental methods for engineers. McGraw-Hill, sixth edition, 1994.

## Programación del modelo físico en EES

---

A continuación presentamos la estructura de programación realizada para el modelo físico estacionario presentado en esta tesis doctoral. La programación de los componentes está estructurada de manera secuencial como lo hace el fluido refrigerante a través del ciclo de compresión. Al inicio de la programación se presenta el desarrollo de funciones y procedimientos, los cuales permiten determinar parámetros particulares. Se presentan los datos geométricos necesarios en el modelo para cada uno de los componentes del sistema. La programación de cada componente se desarrolla por bloques tal y como se comentó en el capítulo 3.

```
$WARNING OFF
```

```
"Función para determinar la capacitancia térmica mínima entre dos fluidos"
```

```
FUNCTION Cmin(C_refrigerante,C_secundario)
  IF (C_refrigerante>C_secundario) THEN
    Cmin:=C_secundario
  ELSE
    Cmin:=C_refrigerante
  ENDIF
```

```
END
```

```
"Función para determinar la relación de capacitancias térmicas entre dos fluidos"
```

```
FUNCTION Cr(C_refrigerante,C_secundario)
  IF (C_refrigerante>C_secundario) THEN
    Cr:=C_secundario/C_refrigerante
  ELSE
    Cr:=C_refrigerante/C_secundario
  ENDIF
```

```
END
```

```
"Procedimiento para direccionar las constantes adecuadas para la correlación de Zukauskas"
```

```
PROCEDURE Cm(Re:C,m)
  IF (10<Re) and (Re<=100) THEN
    C=0.9
```

```

        m=0.4
    ENDIF

    IF (100<Re) and (Re<=1000) THEN
        C=0.683
        m=0.466
    ENDIF

    IF (1000<Re) and (Re<=200000) THEN
        C=0.35
        m=0.6
    ENDIF
END

```

"Coeficientes para la eficiencia volumétrica"

```

a0=9.02017630E-01
a1=5.25041734E-05
a2=1.01302088E-03
a3=4.45451471E-04
a4=8.07560303E-07
a5=7.30516887E-02
a6=1.09549289E-03
a7=1.81500280E-05
a8=1.51540591E-03
a9=8.80285574E-05

```

"Coeficientes para la eficiencia combinada"

```

b0=1.07581877E+00
b1=7.34813961E-02
b2=7.93571514E-03
b3=7.68970614E-03
b4=1.11433756E-05
b5=1.05285567E+00
b6=1.65708127E-01
b7=1.96106652E-04
b8=9.64519165E-03
b9=3.74398417E-04

```

"DATOS GEOMÉTRICOS DEL CONDENSADOR"

A_ref_c=2.87	"área lado refrigerante parte externa tubos"
Din_c=13*convert(mm,m)	"diámetro interno de los tubos en el condensador"
Dex_c=16*convert(mm,m)	"diámetro externo de los tubos en el condensador"
Nt_c=10	"número de tubos en el condensador"
Dcor_c=183*convert(mm,m)	"diámetro interno de la coraza"
Lc_c=19.5*convert(mm,m)	"distancia entre centros"
Lt_c=3.5*convert(mm,m)	"distancia entre tubos"
np_c=2	"número de pasos por coraza"
Ltubo_c=800*convert(mm,m)	"longitud del tubo"
Nb_c=4	"número de baffles"
Nt_fila=4	"número de filas verticales de tubos"
K_tubo=400	"conductividad del material del tubo"
Lcor_c=0.87	"longitud de la coraza"
Rt_i=0.00062	"resistencia interna asociada al ensuciamiento en tubos"
Dcor=0.195	"diámetro de la coraza"

"DATOS GEOMÉTRICOS DEL EVAPORADOR"

A_ref_e=1.81	"área lado refrigerante parte externa tubos"
Din_e=0.00822	"diámetro interno de los tubos en el evaporador"
Dex_e=0.00952	"diámetro externo de los tubos en el evaporador"

Ltubo\_e=0.82 "longitud total de los tubos en el evaporador"  
 Nt\_e=38 "número de tubos en el evaporador"  
 Dcor\_e=0.1336 "diámetro interno de la coraza"  
 Lc\_e=0.01142 "distancia entre centros"  
 Lt\_e=0.0019 "distancia entre tubos"  
 Np\_e=2 "número de pasos del tubo por el intercambiador"  
 Rt\_o=0.00053 "resistencia externa asociada al ensuciamiento en los tubos"  
 Lcor=0.887 "longitud de la coraza"  
 Nbaffles=3 "número de baffles"

"DATOS DE ENTRADA AL COMPRESOR"

k=1.147  
 V\_G=681\*convert(cm^3,m^3)

"DATOS DE ENTRADA A LA VÁLVULA"

GE=5 "grado de recalentamiento estático"

"GEOMETRÍA DE LA LÍNEA DE DESCARGA Y SEPARADOR DE ACEITE"

L\_l\_des=2 "longitud aproximada del tubo expuesta al ambiente, m"  
 Dex\_l\_des=0.025 "diámetro exterior del tubo, m"  
 Din\_l\_des=Dex\_l\_des-0.002 "diámetro interno"  
 D\_sep=0.18 "diámetro"  
 L\_sep=0.45 "longitud"

"DATOS GENERALES DE ENTRADA AL MODELO"

N=478 "régimen de giro del compresor"  
 C\_aec=1.021157966 "caudal volumétrico del agua"  
 T\_aec=23.90542657 "temperatura del agua a la entrada del condensador"  
 C\_aee=2.957263328 "caudal volumétrico de la mezcla agua-glicol"  
 T\_aee=11.97515345 "temperatura de la mezcla a la entrada del evaporador"  
 T\_amb=28.02500006 "temperatura ambiente"  
 conc=50 "porcentaje de concentración de la mezcla, %"  
 refrigerant\$='R134a'

"COMPRESOR"

rp=P\_cond/P\_evap  
 eta\_v=a0-a1\*GR+a2\*GR^2+a3\*N-a4\*N^2-a5\*rp+a6\*rp^2-a7\*GR\*N-a8\*GR\*rp+a9\*N\*rp  
 nu\_suc=volume(refrigerant\$,P=P\_evap,T=T\_7)  
 T\_1=(T\_7+273.15)\*(rp)^(k-1)/k-273.15  
 W\_comp=(P\_evap\*nu\_suc/(1-k))\*((rp)^((1-k)/k)-1)\*10^2 "trabajo teórico del compresor"  
 m\_ref=(V\_G\*eta\_v\*N)/(60\*nu\_suc)  
 eta\_comb=b0-b1\*GR+b2\*GR^2-b3\*N+b4\*N^2+b5\*P\_evap-b6\*P\_evap^2-b7\*GR\*N+b8\*GR\*P\_evap-  
 b9\*N\*P\_evap  
 Pot\_comp\*eta\_comb=m\_ref\*W\_comp

"LÍNEA DE DESCARGA"

"Balance energético para estimar la temperatura de superficie, Tw\_l\_des"  
 Tm\_l\_des=(T\_1+T\_2)/2 "temp. media del refrigerante"  
 Tw\_l\_des=(hi\_l\_des\*Tm\_l\_des+ho\_l\_des\*T\_amb)/(hi\_l\_des+ho\_l\_des)

"Correlación Gnielinski, flujo interno lado refrigerante"

hi\_l\_des\*Din\_l\_des/k\_ref\_des=((ff\_des/8)\*(Re\_ref\_des-  
 1000)\*Pr\_ref\_des)/(1+12.7\*(ff\_des/8)^0.5\*(Pr\_ref\_des^(2/3)-1))  
 ff\_des=(0.790\*ln(Re\_ref\_des)-1.64)^(-2)

$k_{ref\_des} = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{m\_1\_des})$   
 $Cp_{ref\_des} = CP(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{m\_1\_des})$   
 $\rho_{ref\_des} = \text{density}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{m\_1\_des})$   
 $\mu_{ref\_des} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{m\_1\_des})$   
 $\mu_{w\_des} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{w\_1\_des})$   
 $Pr_{ref\_des} = Cp_{ref\_des} * \mu_{ref\_des} * 1000 / k_{ref\_des}$   
 $Re_{ref\_des} = 4 * m_{ref} / (\pi * D_{in\_1\_des} * \mu_{ref\_des})$

*"Cilindro horizontal caso para el aire, multiplicada por un factor de conversión de unidades"*  
 $ho_{1\_des} = (1.13 * ((T_{w\_1\_des} - T_{amb}) / Dex_{1\_des})^{0.25}) * (41.816 / 36)$  " análisis con aproximaciones"

*"Cilindro vertical caso para el aire"*  
 $ho_{sep} = (1.22 * ((T_{w\_1\_des} - T_{amb}) / D_{sep})^{0.25}) * (41.816 / 36)$  " análisis con aproximaciones"

*"Transferencia de calor al ambiente"*  
 $h_{1\_des} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{1\_des})$   
 $h_{2\_des} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, T=T_{2\_des})$   
 $A_{1\_des} = \pi * Dex_{1\_des} * L_{1\_des}$  "superficie de la línea de descarga"  
 $A_{sep} = \pi * D_{sep} * L_{sep} + 2 * \pi * D_{sep}^2 / 4$  "superficie del separador de aceite"  
 $Q_{1\_des} = ho_{1\_des} * A_{1\_des} * (T_{w\_1\_des} - T_{amb})$  "pérdida en línea de descarga"  
 $Q_{sep} = ho_{sep} * A_{sep} * (T_{w\_1\_des} - T_{amb})$  "pérdida en el separador de aceite"  
 $Q_{amb\_1\_des} = Q_{1\_des} + Q_{sep}$  "desde descarga hasta el condensador"  
 $Q_{amb\_1\_des} = m_{ref} * (h_{1\_des} - h_{2\_des}) * 1000$

### "CONDENSADOR"

$P_{cond} = \text{pressure}(\text{refrigerant}, T=T_{cond}, x=0)$   
 $\rho_{sc} = \text{density}(\text{water}, T=(T_{aec} + T_{asc}) / 2, P=1.9)$   
 $m_{aec} = C_{aec} * \rho_{sc} * (1 / 3600)$

#### "ZONA DE DESRECALENTAMIENTO"

*"Lado refrigerante"*  
 $\mu_{v\_drc} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, T=(T_{cond} + T_{2\_des}) / 2, P=P_{cond})$   
 $\mu_{w\_drc} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, T=T_{w\_drc}, P=P_{cond})$   
 $k_{v\_drc} = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, T=(T_{cond} + T_{2\_des}) / 2, P=P_{cond})$   
 $\rho_{v\_drc} = \text{density}(\text{refrigerant}, T=(T_{cond} + T_{2\_des}) / 2, P=P_{cond})$   
 $Cp_{ref\_drc} = cp(\text{refrigerant}, T=(T_{2\_des} + T_{cond}) / 2, P=P_{cond})$   
 $h_{2v} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, x=1)$   
 $h_{2l} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, P=P_{cond}, x=0)$   
 $Pr_{v\_drc} = Cp_{ref\_drc} * \mu_{v\_drc} * 1000 / k_{v\_drc}$   
 $C_{ref\_drc} = m_{ref} * Cp_{ref\_drc}$

#### "Lado agua"

$\mu_{sc\_drc} = \text{viscosity}(\text{water}, T=(T_{i\_des} + T_{asc}) / 2, P=1.9)$   
 $\rho_{sc\_drc} = \text{density}(\text{water}, T=(T_{i\_des} + T_{asc}) / 2, P=1.9)$   
 $k_{sc\_drc} = \text{conductivity}(\text{water}, T=(T_{i\_des} + T_{asc}) / 2, P=1.9)$   
 $Cp_{sc\_drc} = CP(\text{water}, T=(T_{i\_des} + T_{asc}) / 2, P=1.9)$   
 $Pr_{sc\_drc} = Cp_{sc\_drc} * \mu_{sc\_drc} * 1000 / k_{sc\_drc}$   
 $C_{sc\_drc} = m_{aec} * Cp_{sc\_drc}$

#### "Balance de energía entre las corrientes y análisis térmico e-NTU"

$m_{ref} * (h_{2\_des} - h_{2v}) = m_{aec} * Cp_{sc\_drc} * (T_{asc} - T_{i\_des})$   
 $Q_{drc} = m_{ref} * (h_{2\_des} - h_{2v})$   
 $m_{ref} * (h_{2\_des} - h_{2v}) = \epsilon_{drc} * C_{min\_drc} * (T_{2\_des} - T_{i\_des})$   
 $C_{min\_drc} = \min(C_{ref\_drc}, C_{sc\_drc})$   
 $Cr_{drc} = Cr(C_{ref\_drc}, C_{sc\_drc})$   
 $\epsilon_{drc} = 2 * (1 + Cr_{drc} + (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2}) * ((1 + \exp(-NTU_{drc} * (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2})) / (1 - \exp(-NTU_{drc} * (1 + Cr_{drc}^2)^{1/2})))^{-1}$   
 $NTU_{drc} = U_{drc} * A_{drc} / (C_{min\_drc} * 1000)$

$$U_{drc} = 1 / \left( \frac{1}{h_{i\_drc}} \right) * \left( \frac{Dex\_c}{Din\_c} \right) + \left( \frac{Dex\_c * \ln(Dex\_c / Din\_c)}{2 * K\_tubo} \right) + \left( \frac{1}{ho\_drc} \right) + Rt\_i * \left( \frac{Dex\_c}{Din\_c} \right)$$

"Correlación de COLBURN para flujo interno"

$$\{hi\_drc = 0.023 * (Re\_sc\_drc)^{4/5} * Pr\_sc\_drc^{1/3} * (K\_sc\_drc / Din\_c)\}$$

"Correlación DITTUS-BOELTER, flujo interno"

$$\{hi\_drc = 0.023 * Re\_sc\_drc^{0.8} * Pr\_sc\_drc^{0.4} * (K\_sc\_drc / Din\_c)\}$$

"Correlación de GNIELINSKI flujo interno"

$$hi\_drc = \left( \frac{f\_drc}{8} \right) * (Re\_sc\_drc - 1000) * Pr\_sc\_drc / \left( 1 + 12.7 * \left( \frac{f\_drc}{8} \right)^{1/2} * (Pr\_sc\_drc^{2/3} - 1) \right) * (K\_sc\_drc / Din\_c)$$

$$A\_paso\_drc = (\pi * Din\_c^2 / 4) * (2 * Nt\_c / Np\_c)$$

$$V\_drc = m\_aec / (\rho\_sc\_drc * A\_paso\_drc)$$

$$Re\_sc\_drc = V\_drc * \rho\_sc\_drc * Din\_c / \mu\_sc\_drc$$

$$f\_drc = 1 / (0.79 * \ln(Re\_sc\_drc) - 1.64)^2$$

"Correlación de KERN flujo externo considerando un arreglo escalonado"

$$\{ho\_drc = \left( \frac{k\_v\_drc}{De\_drc} \right) * 0.36 * (De\_drc * Gs\_drc / \mu\_v\_drc)^{0.55} * (Cp\_ref\_drc * 1000 * \mu\_v\_drc / k\_v\_drc)^{1/3} * (\mu\_v\_drc / \mu\_w\_drc)^{0.14}\}$$

$$Gs\_drc = m\_ref / As\_drc$$

$$As\_drc = (1 - Dex\_c / Lc\_c) * Dcor\_c * (Lcor\_c / (Nb\_c + 1))$$

$$De\_drc = 4 * \left( \frac{(Lc\_c^2 * \sqrt{3}) / 4 - (\pi * Dex\_c^2)}{8} \right) / (\pi * Dex\_c / 2)$$

$$Re\_drc = De\_drc * Gs\_drc / \mu\_v\_drc$$

"Correlación de ZUKAUSKAS flujo externo considerando arreglo escalonado"

$$ho\_drc = C\_drc * (Re\_drc)^{m\_drc} * Pr\_v\_drc^{0.36} * (K\_v\_drc / Dex\_c) * (\mu\_v\_drc / \mu\_w\_drc)^{0.25}$$

$$A\_paso = (Lcor\_c / (Nb\_c + 1)) * (Dcor\_c - (Dcor\_c / Lc\_c - 1) * Dex\_c)$$

$$V\_ref\_drc = m\_ref / (\rho\_v\_drc * A\_paso)$$

$$Re\_drc = V\_ref\_drc * \rho\_v\_drc * Dex\_c / \mu\_v\_drc$$

$$CALL Cm(Re\_drc: C\_drc, m\_drc)$$

"Balance térmico auxiliar en la determinación de la temperatura de pared"

$$(Tw\_drc - (T\_asc + T\_i) / 2) * hi\_drc = ((T\_2 + T\_cond) / 2 - Tw\_drc) * ho\_drc$$

"ZONA DE CONDENSACIÓN"

"Lado agua"

$$T\_media = (T\_i + T\_ii) / 2$$

$$\rho\_sc\_cond = \text{density}(\text{water}, T = T\_media, P = 1.9)$$

$$Cp\_sc\_cond = \text{CP}(\text{water}, T = T\_media, P = 1.9)$$

$$\mu\_sc\_cond = \text{viscosity}(\text{water}, T = T\_media, P = 1.9)$$

$$k\_sc\_cond = \text{conductivity}(\text{water}, T = T\_media, P = 1.9)$$

$$Pr\_sc\_cond = Cp\_sc\_cond * \mu\_sc\_cond * 1000 / k\_sc\_cond$$

$$Cmin\_cond = m\_aec * Cp\_sc\_cond$$

"Lado refrigerante"

$$\mu\_l\_cond = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, P = P\_cond, x = 0)$$

$$\rho\_l\_cond = \text{density}(\text{refrigerant}, P = P\_cond, x = 0)$$

$$k\_l\_cond = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, P = P\_cond, x = 0)$$

$$Cp\_l\_cond = \text{CP}(\text{refrigerant}, P = P\_cond, x = 0)$$

$$\rho\_v\_cond = \text{density}(\text{refrigerant}, P = P\_cond * 0.99, x = 1)$$

$$hfg\_cond = (h\_2v - h\_2l)$$

"Balance de energía"

$$m\_ref * (h\_2v - h\_2l) = m\_aec * Cp\_sc\_cond * (T\_i - T\_ii)$$

$$Q\_cond = m\_aec * Cp\_sc\_cond * (T\_i - T\_ii)$$

$$m\_ref * (h\_2v - h\_2l) = \epsilon\_cond * Cmin\_cond * (T\_cond - T\_ii)$$

$$\epsilon\_cond = 1 - \exp(-NTU\_cond)$$

$$NTU\_cond = U\_c\_cond * A\_cond / (Cmin\_cond * 1000)$$

$$U_{c\_cond} = 1 / \left( \frac{1}{h_{i\_cond}} \right) * \left( \frac{D_{ex\_c}}{D_{in\_c}} \right) + \left( \frac{D_{ex\_c} * \ln(D_{ex\_c} / D_{in\_c})}{2 * K_{tubo}} \right) + \left( \frac{1}{h_{o\_cond}} \right) + R_{t\_i} * \left( \frac{D_{ex\_c}}{D_{in\_c}} \right)$$

"Correlación de NUSSELT flujo externo condensación sobre paquete de tubos vertical"

$$h_{o\_cond} * (variable1^{0.25}) = 0.729 * (variable2^{0.25})$$

$$variable1 = (Nt_{fila}) * \mu_{l\_cond} * Dex\_c * (T_{cond} - Tw\_c)$$

$$variable2 = (\rho_{l\_cond} * (\rho_{l\_cond} - \rho_{v\_cond}) * g * k_{l\_cond}^3 * hfg\_mod * 1000)$$

$$hfg\_mod = hfg\_cond * (1 + 0.68 * Ja\_cond)$$

$$Ja\_cond = Cp_{l\_cond} * (T_{cond} - Tw\_c) / hfg\_cond$$

"Correlación de COLBURN flujo interno"

$$\{ h_{i\_cond} = 0.023 * (Re_{sc\_cond})^{(4/5)} * Pr_{sc\_cond}^{(1/3)} * (K_{sc\_cond} / D_{in\_c}) \}$$

"Correlación DITTUS-BOELTER flujo interno"

$$\{ h_{i\_cond} = 0.023 * Re_{sc\_cond}^{0.8} * Pr_{sc\_cond}^{0.4} * (K_{sc\_cond} / D_{in\_c}) \}$$

"Correlación de GNIELINSKI flujo interno"

$$h_{i\_cond} = \left( \frac{f_{cond}}{8} \right) * (Re_{sc\_cond} - 1000) * Pr_{sc\_cond} / \left( 1 + 12.7 * \left( \frac{f_{cond}}{8} \right)^{(1/2)} * (Pr_{sc\_cond}^{(2/3)} - 1) \right) * (K_{sc\_cond} / D_{in\_c})$$

$$V_{cond} = m_{aec} / (\rho_{sc\_cond} * A_{paso\_drc})$$

$$Re_{sc\_cond} = V_{cond} * \rho_{sc\_cond} * D_{in\_c} / \mu_{sc\_cond}$$

$$f_{cond} = 1 / \left( 0.79 * \ln(Re_{sc\_cond}) - 1.64 \right)^2$$

"Balance térmico auxiliar en la determinación de la temperatura de pared"

$$h_{o\_cond} * (T_{cond} - Tw\_c) = h_{i\_cond} * (Tw\_c - T_{media}) \quad \text{"aproximación"}$$

"ZONA DE SUBENFRIAMIENTO"

"Lado refrigerante"

$$\mu_{v\_sub} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, T = (T_{cond} + T_3) / 2, P = P_{cond})$$

$$\mu_{w\_sub} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, T = Tw\_sub, P = P_{cond})$$

$$k_{v\_sub} = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, T = (T_{cond} + T_3) / 2, P = P_{cond})$$

$$\rho_{v\_sub} = \text{density}(\text{refrigerant}, T = (T_{cond} + T_3) / 2, P = P_{cond})$$

$$Cp_{ref\_sub} = cp(\text{refrigerant}, T = (T_3 + T_{cond}) / 2, P = P_{cond})$$

$$Pr_{v\_sub} = Cp_{ref\_sub} * \mu_{v\_sub} * 1000 / k_{v\_sub}$$

$$C_{ref\_sub} = m_{ref} * Cp_{ref\_sub}$$

"Lado agua"

$$\mu_{sc\_sub} = \text{viscosity}(\text{water}, T = (T_{ii} + T_{aec}) / 2, P = 1.9)$$

$$\rho_{sc\_sub} = \text{density}(\text{water}, T = (T_{ii} + T_{aec}) / 2, P = 1.9)$$

$$k_{sc\_sub} = \text{conductivity}(\text{water}, T = (T_{ii} + T_{aec}) / 2, P = 1.9)$$

$$Cp_{sc\_sub} = CP(\text{water}, T = (T_{ii} + T_{aec}) / 2, P = 1.9)$$

$$Pr_{sc\_sub} = Cp_{sc\_sub} * \mu_{sc\_sub} * 1000 / k_{sc\_sub}$$

$$C_{sc\_sub} = m_{aec} * Cp_{sc\_sub}$$

"Balance de energía entre las corrientes y análisis térmico e-NTU"

$$Q_{sub} = m_{aec} * Cp_{sc\_sub} * (T_{ii} - T_{aec})$$

$$h_3 = \left( \frac{m_{ref} * h_2 - \epsilon_{sub} * C_{min\_sub} * (T_{cond} - T_{aec})}{m_{ref}} \right)$$

$$T_3 = \text{temperature}(\text{refrigerant}, P = P_{cond}, h = h_3)$$

$$T_{ii} = m_{ref} * (h_2 - h_3) / (m_{aec} * Cp_{sc\_sub}) + T_{aec}$$

$$C_{min\_sub} = C_{min}(C_{ref\_sub}, C_{sc\_sub})$$

$$C_{r\_sub} = C_r(C_{ref\_sub}, C_{sc\_sub})$$

$$\epsilon_{sub} = 2 * \left( 1 + C_{r\_sub} + (1 + C_{r\_sub}^2)^{(1/2)} * \left( 1 + \exp(-NTU_{sub} * (1 + C_{r\_sub}^2)^{(1/2)}) \right) \right) / \left( 1 - \exp(-NTU_{sub} * (1 + C_{r\_sub}^2)^{(1/2)}) \right) \right)^{-1}$$

$$NTU_{sub} = U_{sub} * A_{sub} / (C_{min\_sub} * 1000)$$

$$U_{sub} = 1 / \left( \frac{1}{h_{i\_sub}} \right) * \left( \frac{D_{ex\_c}}{D_{in\_c}} \right) + \left( \frac{D_{ex\_c} * \ln(D_{ex\_c} / D_{in\_c})}{2 * K_{tubo}} \right) + \left( \frac{1}{h_{o\_sub}} \right) + R_{t\_i} * \left( \frac{D_{ex\_c}}{D_{in\_c}} \right)$$

"Correlación de GNIELINSKI flujo interno"

$$h_{i\_sub} = \left( \frac{f_{sub}}{8} \right) * (Re_{sc\_sub} - 1000) * Pr_{sc\_sub} / \left( 1 + 12.7 * \left( \frac{f_{sub}}{8} \right)^{(1/2)} * (Pr_{sc\_sub}^{(2/3)} - 1) \right) * (K_{sc\_sub} / D_{in\_c})$$



$V_{sub} = m_{aec} / (\rho_{sc\_sub} * A_{paso\_drc})$   
 $Re_{sc\_sub} = V_{sub} * \rho_{sc\_sub} * Din\_c / \mu_{sc\_sub}$   
 $f_{sub} = 1 / (0.79 * \ln(Re_{sc\_sub}) - 1.64)^2$

"Correlación de COLBURN flujo interno"  
 $\{hi_{sub} = 0.023 * (Re_{sc\_sub})^{(4/5)} * Pr_{sc\_sub}^{(1/3)} * (K_{sc\_sub} / Din\_c)\}$

"Correlación DITTUS-BOELTER flujo interno"  
 $\{hi_{sub} = 0.023 * Re_{sc\_sub}^{0.8} * Pr_{sc\_sub}^{0.4} * (K_{sc\_sub} / Din\_c)\}$

"Correlación de KERN flujo externo considerando arreglo escalonado"  
 $\{ho_{sub} / (k_{v\_sub} / De_{drc}) = 0.36 * (De_{drc} * Gs_{drc} / \mu_{v\_sub})^{(0.55)} * (Cp_{ref\_sub} * 1000 * \mu_{v\_sub} / k_{v\_sub})^{(1/3)} * (\mu_{v\_sub} / \mu_{w\_sub})^{0.14}\}$

"Correlación de ZUKAUSKAS flujo externo considerando arreglo escalonado"  
 $ho_{sub} * Dex\_c / K_{v\_sub} = C_{sub} * (Re_{sub})^{(m_{sub})} * Pr_{v\_sub}^{(0.36)} * (\mu_{v\_sub} / \mu_{w\_sub})^{0.25}$   
 $V_{ref\_sub} = m_{ref} / (\rho_{v\_sub} * A_{paso})$   
 $Re_{sub} = V_{ref\_sub} * \rho_{v\_sub} * Dex\_c / \mu_{v\_sub}$   
 CALL Cm(Re\_sub:C\_sub,m\_sub)

"Balance térmico auxiliar en la determinación de la temperatura de pared"  
 $(Tw_{sub} - (T_{aec} + T_{ii}) / 2) * hi_{sub} = ((T_3 + T_{cond}) / 2 - Tw_{sub}) * ho_{sub}$   
 $A_{ref\_c} = A_{cond} + A_{drc} + A_{sub}$  "ecuación de cierre"  
 $Q_{dot\_cond} = Q_{drc} + Q_{cond} + Q_{sub}$  "transferencia total en el condensador"  
 $GS = 7.51825445E-02 + 2.89126527E-01 * P_{cond} - 4.81205835E-01 * P_{evap}$   
 $T_3 = T_{cond} - GS$

#### “VÁLVULA DE EXPANSIÓN”

$T_4 = -2.08016600E+00 + 8.99186897E-01 * T_3 + 1.19696088E-01 * T_{amb}$   
 $T_7 = -1.81611023E-01 + 1.65695519E-01 * T_{amb} + 8.33658691E-01 * T_6$   
 $\rho_4 = \text{density}(\text{refrigerant}, T=T_4, P=(P_{cond} * 0.96))$   
 $h_4 = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, T=T_4, P=(P_{cond} * 0.96))$   
 $ka = 0.0000024431 + 4.85700000E-08 * T_{evap}$   
 $DPP = (P_{cond} * 0.96) - P_{evap}$   
 $DP = DPP * \text{convert}(\text{bar}, \text{Pa})$   
 $m_{cat} = ka * (\text{sqrt}(\rho_4 * DP))$   
 $m_{ref} * (GR_{max} - SS) = m_{cat} * (GR - SS)$   
 $GR_{max} = -0.75 + 1.75 * SS$   
 $T_6 = GR + T_{evap}$

#### “EVAPORADOR”

$P_{evap} = \text{pressure}(\text{refrigerant}, T=T_{evap}, x=1)$   
 $h_{evap} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, P=P_{evap}, x=1)$   
 CALL BRINEPROP('Density', 'PG', conc, T\_aec:rho\_se)  
 $m_{aec} = C_{aec} * \rho_{se} * (1/3600)$

#### "ZONA DE EVAPORACIÓN"

"Lado refrigerante"  
 $h_5 = h_4$   
 $x_5 = \text{quality}(\text{refrigerant}, h=h_5, P=P_{evap})$   
 $\mu_{v\_evap} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, x=1, P=P_{evap})$   
 $k_{v\_evap} = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, x=1, P=P_{evap})$   
 $\rho_{v\_evap} = \text{density}(\text{refrigerant}, x=1, P=P_{evap})$   
 $Cp_{ref\_evap} = \text{cp}(\text{refrigerant}, x=1, P=P_{evap})$   
 $h_{l\_evap} = \text{enthalpy}(\text{refrigerant}, x=0, P=P_{evap})$   
 $\mu_{l\_evap} = \text{viscosity}(\text{refrigerant}, x=0, P=P_{evap})$   
 $k_{l\_evap} = \text{conductivity}(\text{refrigerant}, x=0, P=P_{evap})$   
 $\rho_{l\_evap} = \text{density}(\text{refrigerant}, x=0, P=P_{evap})$

Cp\_l\_evap=cp(refrigerant\$,x=0,P=P\_evap)  
 Pr\_l\_evap=Cp\_l\_evap\*mu\_l\_evap\*1000/k\_l\_evap

"Lado secundario, propylene glycol, [15.2<Conc<57.0]"

CALL BRINEPROP('ThermalC','PG',conc,Tw\_evap:k\_wbrine\_evap)  
 CALL BRINEPROP('SpecHeat','PG',conc,Tw\_evap:Cp\_wbrine\_evap)  
 CALL BRINEPROP('DynVisc','PG',conc,Tw\_evap:vis\_wbrine\_evap)  
 mu\_wbrine\_evap=vis\_wbrine\_evap/1000  
 Pr\_wbrine\_evap=Cp\_wbrine\_evap\*mu\_wbrine\_evap\*1000/k\_wbrine\_evap  
 CALL BRINEPROP('Density','PG',conc,(T\_o+T\_ase)/2:rho\_brine\_evap)  
 CALL BRINEPROP('DynVisc','PG',conc,(T\_o+T\_ase)/2:vis\_brine\_evap)  
 CALL BRINEPROP('ThermalC','PG',conc,(T\_o+T\_ase)/2:k\_brine\_evap)  
 CALL BRINEPROP('SpecHeat','PG',conc,(T\_o+T\_ase)/2:Cp\_brine\_evap)  
 mu\_brine\_evap=vis\_brine\_evap/1000  
 Cmin\_brine\_evap=m\_aee\*Cp\_brine\_evap  
 Pr\_brine\_evap=Cp\_brine\_evap\*mu\_brine\_evap\*1000/k\_brine\_evap

"Balance de energía entre las corrientes y análisis térmico"

m\_ref\*(h\_evap-h\_5)=m\_aee\*Cp\_brine\_evap\*(T\_o-T\_ase)  
 Q\_evap=m\_aee\*Cp\_brine\_evap\*(T\_o-T\_ase)  
 m\_ref\*(h\_evap-h\_5)=epsilon\_evap\*Cmin\_brine\_evap\*(T\_o-T\_evap)  
 epsilon\_evap=1-exp(-NTU\_evap)  
 NTU\_evap=U\_evap\*A\_evap/(Cmin\_brine\_evap\*1000)  
 U\_evap=1/((1/h\_e\*(Dex\_e/Din\_e))+(Dex\_e\*ln(Dex\_e/Din\_e))/(2\*K\_tubo)+(1/ho\_evap)+Rt\_o)

"Correlación de CHEN, componente de ebullición nucleada + componente convectivo"

h\_e=h\_mic\*S+h\_mac\*F

"Correlación DITTUS-BOELTER término convectivo"

h\_mac=0.023\*Re\_l\_evap^0.8\*Pr\_l\_evap^0.4\*(k\_l\_evap/Din\_e)

"Correlación FORSTER-ZUBER término ebullición nucleada"

h\_mic=0.00122\*((k\_l\_evap^(0.79)\*Cp\_l\_evap^(0.45)\*rho\_l\_evap^(0.49))/(sigma\_e^(0.5)\*mu\_l\_evap^(0.29)\*(landa\_evap)^(0.24)\*rho\_v\_evap^(0.24)))\*factor  
 factor=deltaT\_sat^0.24\*deltaP\_sat^0.75\*(1000^0.45/1000^0.24)  
 sigma\_e=SURFACETENSION(refrigerant\$,T=T\_evap)  
 landa\_evap=h\_evap-h\_l\_evap  
 Gs\_ref=m\_ref/As\_ev  
 As\_ev=(pi\*Din\_e^2/4)\*(2\*Nt\_e/Np\_e) "superficie total"  
 Re\_l\_evap=Gs\_ref\*(1-x\_5)\*Din\_e/mu\_l\_evap  
 Re\_bl=Re\_l\_evap\*F^1.25 "número de Reynolds bifásico"  
 F=2.35\*(1/(X\_tt)+0.213)^0.736 "factor de mejoramiento"  
 X\_tt=((1-x\_5)/x\_5)^0.9\*(rho\_v\_evap/rho\_l\_evap)^0.5\*(mu\_l\_evap/mu\_v\_evap)^0.1  
 S=1/(1+0.00000253\*Re\_bl^1.17) "factor de supresión"  
 T\_brine=(T\_ase+T\_o)/2  
 T\_sat=T\_evap  
 P\_sat=P\_evap  
 P\_w=pressure(refrigerant\$,T=Tw\_evap,x=1)  
 deltaT\_sat=(Tw\_evap-T\_sat)  
 deltaP\_sat=(P\_w-P\_sat)\*convert(bar,Pa)

"Correlación de KERN, coeficiente de transferencia externo considerando arreglo escalonado"

{ho\_evap=(k\_brine\_evap/De\_evap)\*0.36\*(De\_evap\*Gs\_evap/mu\_brine\_evap)^(0.55)\*(Cp\_brine\_evap\*1000\*mu\_brine\_evap/k\_brine\_evap)^(1/3)\*factor1  
 factor1=(mu\_brine\_evap/mu\_wbrine\_evap)^0.14  
 Gs\_evap=m\_aee/As\_evap  
 As\_evap=(1-Dex\_e/Lc\_e)\*Dcor\_e\*(Lcor/(Nbaffles+1))  
 De\_evap=4\*((Lc\_e^2)\*sqrt(3))/4-((pi\*Dex\_e^2))/8/(pi\*Dex\_e/2)}

"Correlación de ZUKAUSKAS, coeficiente de transferencia externo considerando arreglo escalonado"

$ho\_evap=C\_evap*(Re\_brine\_evap)^(m\_evap)*Pr\_brine\_evap^(0.36)*(K\_brine\_evap/Dex\_e)*(Pr\_brine\_evap/Pr\_wbrine\_evap)^{0.25}$   
 $V=m\_aee/(rho\_brine\_evap*A\_paso)$   
 $A\_paso=(Lcor/(Nbaffles+1))*(Dcor\_e-(Dcor\_e/Lc\_e-1)*Dex\_e)$   
 $Re\_brine\_evap=V*rho\_brine\_evap*Dex\_e/mu\_brine\_evap$   
 CALL Cm(Re\_brine\_evap:C\_evap,m\_evap)

*"Balance térmico auxiliar en la determinación de la temperatura de pared"*

$ho\_evap*(T\_brine-Tw\_evap)=h\_e*(Tw\_evap-T\_evap)$  "aproximación"

"ZONA DE RECALENTAMIENTO"

*"Lado refrigerante"*

$h\_6=enthalpy(refrigerant$,T=T\_6,P=P\_evap)$   
 $mu\_v\_rec=viscosity(refrigerant$,T=(T\_evap+T\_6)/2,P=P\_evap)$   
 $k\_v\_rec=conductivity(refrigerant$,T=(T\_evap+T\_6)/2,P=P\_evap)$   
 $rho\_v\_rec=density(refrigerant$,T=(T\_evap+T\_6)/2,P=P\_evap)$   
 $Cp\_ref\_rec=CP(refrigerant$,T=(T\_evap+T\_6)/2,P=P\_evap)$   
 $Pr\_ref\_rec=Cp\_ref\_rec*mu\_v\_rec*1000/k\_v\_rec$   
 $C\_ref\_rec=m\_ref*Cp\_ref\_rec$

*"Lado secundario, propylene glycol, [15.2<Conc<57.0]"*

CALL BRINEPROP('Density','PG',conc,(T\_aee+T\_o)/2:rho\_brine\_rec)  
 CALL BRINEPROP('DynVisc','PG',conc,(T\_aee+T\_o)/2:vis\_brine\_rec)  
 CALL BRINEPROP('DynVisc','PG',conc,Tw\_rec:vis\_wbrine\_rec)  
 $mu\_wbrine\_rec=vis\_wbrine\_rec/1000$   
 $mu\_brine\_rec=vis\_brine\_rec/1000$   
 CALL BRINEPROP('ThermalC','PG',conc,(T\_aee+T\_o)/2:k\_brine\_rec)  
 CALL BRINEPROP('SpecHeat','PG',conc,(T\_aee+T\_o)/2:Cp\_brine\_rec)  
 $C\_brine\_rec=m\_aee*Cp\_brine\_rec$   
 $Pr\_brine\_rec=Cp\_brine\_rec*mu\_brine\_rec*1000/k\_brine\_rec$   
 $T\_brine2=(T\_aee+T\_o)/2$

*"Balance de energía entre las corrientes y análisis térmico"*

$m\_ref*(h\_6-h\_evap)=m\_aee*Cp\_brine\_rec*(T\_aee-T\_o)$   
 $Q\_rec=m\_ref*(h\_6-h\_evap)$   
 $m\_ref*(h\_6-h\_evap)=epsilon\_rec*Cmin\_rec*(T\_aee-T\_evap)$   
 $Cmin\_rec=Cmin(C\_ref\_rec,C\_brine\_rec)$   
 $Cr\_rec=Cr(C\_ref\_rec,C\_brine\_rec)$   
 $epsilon\_rec=2*(1+Cr\_rec+(1+Cr\_rec^2)^{1/2})*((1+exp(-NTU\_rec*(1+Cr\_rec^2)^{1/2}))/((1-exp(-NTU\_rec*(1+Cr\_rec^2)^{1/2}))))^{(-1)}$   
 $NTU\_rec=U\_rec*A\_rec/(Cmin\_rec*1000)$   
 $U\_rec=1/((1/hi\_rec*(Dex\_e/Din\_e))+(Dex\_e*ln(Dex\_e/Din\_e))/(2*K\_tubo)+(1/ho\_rec)+Rt\_o)$

*"Correlación de GNIELINSKI, flujo interno convección forzada"*

$hi\_rec=((f\_f/8)*(Re\_ref\_rec-1000)*Pr\_ref\_rec)/(1+12.7*(f\_f/8)^{1/2}*(Pr\_ref\_rec^{2/3}-1))*(K\_v\_rec/Din\_e)$   
 $f\_f=1/(0.79*ln(Re\_ref\_rec)-1.64)^2$   
 $V\_ref\_rec=m\_ref/(rho\_v\_rec*As\_ev)$   
 $Re\_ref\_rec=V\_ref\_rec*rho\_v\_rec*Din\_e/mu\_v\_rec$

*"Correlación de COLBURN flujo interno"*

{hi\_rec=0.023\*(Re\_ref\_rec)^(4/5)\*Pr\_ref\_rec^(1/3)\*(K\_v\_rec/Din\_e)}

*"Correlación DITTUS-BOELTER flujo interno"*

{hi\_rec=0.023\*Re\_ref\_rec^0.8\*Pr\_ref\_rec^0.4\*(k\_v\_rec/Din\_e)}

*"Correlación de ZUKAUSKAS, coeficiente de transferencia externo considerando arreglo escalonado"*

$ho\_rec=C\_rec*(Re\_brine\_rec)^(m\_rec)*Pr\_brine\_rec^(0.36)*(K\_brine\_rec/Dex\_e)*(mu\_brine\_rec/mu\_wbrine\_rec)^{0.25}$

$V_{rec} = m_{aee} / (\rho_{brine\_rec} * A_{paso})$   
 $Re_{brine\_rec} = V_{rec} * \rho_{brine\_rec} * Dex_e / \mu_{brine\_rec}$   
 CALL Cm(Re\_brine\_rec:C\_rec,m\_rec)

"Balance térmico auxiliar en la determinación de la temperatura de pared"

$ho_{rec} * ((T_{aee} + T_o) / 2 - Tw_{rec}) = hi_{rec} * (Tw_{rec} - (T_{evap} + T_6) / 2)$  "aproximación"  
 $A_{evap} + A_{rec} = A_{ref_e}$  "ecuación de cierre"  
 $Q_{dot\_evap} = Q_{evap} + Q_{rec}$  "transferencia de calor total"  
 $COP_G = Q_{dot\_evap} / (Pot_{comp} + Pot_{ba} + Pot_{bm})$

"Caídas de presión a través de los intercambiadores de calor"

$Dp_e = 2261.95 * C_{aee}^2 - 23.02$   
 $Dp_c = 3143.49 * C_{aec}^2 - 34.35$

"Potencia consumida por la bomba del agua-glicol"

CALL BRINEPROP('DynVisc','PG',conc,T\_aee:vis\_brine)  
 $\mu_{brine} = vis_{brine} / 1000$   
 $Re_{brine} = (4 * \rho_{se} * C_{aee}) / (\pi * D_{tubo} * \mu_{brine})$   
 $f_{tub\_brine} = 0.25 / (((\log_{10}(\epsilon / (3.7 * D_{tubo})) + (5.74 / Re_{brine}^{0.9}))))^2$   
 $Vel_{brine} = 4 * C_{aee} / (\pi * D_{tubo}^2)$   
 $Dp_{evap} = f_{tub\_brine} * (1 / D_{tubo}) * (Vel_{brine}^2 / (2 * g\#)) * L_{tubo} + Dp_e$   
 $Pot_{ba} = ((Dp_{evap} * C_{aec} / \eta_{ba}) / 3600) / 1000$

"Potencia consumida por la bomba del agua"

$\mu_{agua} = viscosity(water, T = T_{aec}, P = 1.9)$   
 $\rho_{agua} = density(water, T = T_{aec}, P = 1.9)$   
 $Re_{agua} = (4 * \rho_{agua} * C_{aec}) / (\pi * D_{tubo} * \mu_{agua})$   
 $f_{tub\_agua} = 0.25 / (((\log_{10}(\epsilon / (3.7 * D_{tubo})) + (5.74 / Re_{agua}^{0.9}))))^2$   
 $Vel_{agua} = 4 * C_{aec} / (\pi * D_{tubo}^2)$   
 $Dp_{cond} = f_{tub\_agua} * (1 / D_{tubo}) * (Vel_{agua}^2 / (2 * g\#)) * L_{tubo} + Dp_c$   
 $Pot_{bm} = ((Dp_{cond} * C_{aec} / \eta_{bm}) / 3600) / 1000$

