

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
Departamento de Ingeniería Química y Nuclear



**Desarrollo de un Modelo Dinámico Reducido
de un Sistema de Refrigeración Industrial
basado en el
Ciclo de Compresión de Vapor**

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Víctor Milián Sánchez

Dirigida por:

Dr. D. Joaquín Navarro Esbrí

Dr. D. Gumersindo Verdú Martín

Valencia, Enero de 2012

A Pilar y a mis hijos.
A mis sobrinos y a mi hermana.
A la memoria de mis padres.

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a mi Director y Co-Director de tesis y amigos, Dr. Joaquín Navarro Esbrí y Dr. Gumersindo Verdú Martín, respectivamente, por haberme proporcionado la oportunidad de desarrollar este trabajo de doctorado. Vuestra dedicación, aportación y paciencia han permitido que este trabajo se haya llevado a cabo.

A Damián Ginestar Peiró por su ayuda a superar algunas dificultades con la programación.

RESUMEN

Las instalaciones de producción de frío por compresión de vapor suponen un alto porcentaje de consumo energético, por lo que es esencial disponer de herramientas para optimizar de su diseño y facilitar su mantenimiento. Para ello se emplean los modelos matemáticos con los cuales poder simular y predecir su comportamiento tanto en régimen estacionario como transitorio, y en particular, el de los intercambiadores de calor que las constituyen.

El método de los límites móviles (LM) es particularmente interesante por su grado de exactitud y rapidez de ejecución. Con él se calculan los límites de las zonas de flujo en las que se distribuye el refrigerante aplicando volúmenes de control de límites variables. En la zona bifásica los volúmenes de líquido y vapor saturados están relacionados por la fracción media de huecos (FMH), que con frecuencia se toma como invariante con el tiempo, y solo se considera como variable en los problemas con transitorios severos, en los aparecen o desaparecen zonas en el intercambiador. Por otra parte, de las muchas expresiones existentes en la literatura para la fracción media de huecos, con frecuencia se usan las correlacionadas con el deslizamiento.

En este trabajo se presenta el modelo para los intercambiadores de calor del ciclo de compresión que se han desarrollado con el método LM, incluyéndose también los modelos estacionarios de los equipos de caudal másico, todo ello programado con Matlab. En las ecuaciones del modelo se pueden incorporar diferentes expresiones de la fracción media de huecos, cuyos resultados se analizan y comparan, junto con el empleo de diferentes expresiones para el deslizamiento. Se comprueba que los resultados dependen de las características de los transitorios analizados, pudiéndose usar como solución de compromiso la correlación de Zivi.

Así mismo, se comprueba que el modelo es más robusto cuando se considera variable la fracción media de huecos, y que para los transitorios estudiados, es indistinto tomar cualquiera de los métodos existentes para resolver la temperatura de las paredes de las zonas de los intercambiadores.

El procedimiento para resolver el sistema de compresión de vapor ha consistido en el acoplamiento de los distintos elementos que lo configuran, obteniéndose unos resultados para el sistema global similares a los obtenidos para los modelos parciales.

SINOPSI

Les instal·lacions de producció de fred per compressió de vapor suposen un elevat percentatge del consum energètic, cosa per la qual és essencial disposar de ferramentes per tal d'optimitzar el seu disseny i de facilitar el seu manteniment. Per a això s'utilitzen els models matemàtics amb els quals poder simular i predir el seu comportament tant en règim estacionari com transitori, i particularment, el dels bescanviadors de calor que els constitueixen.

El mètode del límits mòbils (LM) és particularment interessant pel seu grau d'exactitud i rapidesa d'execució. Amb ell es calculen els límits de les zones de flux en què es distribueix el refrigerant aplicant volums de control de límits variables. En la zona bifàsica, els volums de líquid i vapor saturats estan relacionats per la fracció mitjana de buits (FMB), que amb freqüència es pren com invariant amb el temps, i només es considera com a variable en els problemes o situacions amb transitoris severos, en què apareixen o desapareixen zones en el bescanviador. Per una altra banda, per a la FMB, d'entre les moltes expressions existents en la literatura, es prenen, freqüentment, només les correlacionades amb el lliscament.

En aquest treball es presenta el model per als bescanviadors de calor del cicle de compressió que s'han desenvolupat amb el mètode LM, incloent-hi, així mateix, els models estacionaris dels equips de cabdal màssic, tot això programat amb Matlab. En les equacions del model es poden incloure les diferents expressions de la FMB, els resultats del qual s'analitzen i comparen, juntament amb la utilització de diferents expressions per al lliscament. Es comprova que els resultats depenen de les característiques dels transitoris analitzats, sent possible d'utilitzar, com a solució de compromís, la correlació de Zivi.

Així mateix, es comprova que el model és més robust quan es considera variable la FMB, i que per als transitoris estudiats, és indistint prendre qualsevol dels mètodes existents per a resoldre la temperatura de les parets de les zones del bescanviador.

El procediment per a resoldre el sistema de compressió de vapor ha consistit en l'acoblament dels distints elements que el configuren, obtenint-ne uns resultats per al sistema global similars als obtinguts per als models parcials.

ABSTRACT

Vapour compression chillers represent a high percentage of total power consumption in developed countries. Therefore the development of tools is necessary to optimize their design and facilitate the maintenance. This is achieved by means of mathematical models which are useful to simulate and predict both their transient and steady state behavior, and particularly, that of the corresponding heat exchangers.

Moving boundary model (MB) is particularly interesting due to both its degree of accuracy and execution speed. With this model the refrigerant flow regions are computed using lumped control volumes with variable boundaries. In the two-phase zone the saturated vapor and liquid volumes are related by the mean void fraction (MVF) which is often taken as invariant over time, and only considered as a variable in the problems with sever transients, when some refrigerant zones can appear or disappear. On the other hand, from the many existing MVF expressions, those correlated with the slip ratio are often used.

In this work the MB model for the heat exchangers of the cooling plant is presented along with the stationary model for the mass flow devices. The models are programmed with Matlab. In the system model the different expressions of the MVF can be inserted, and the results are analyzed and compared along with different slip ratio expressions. It can be checked that the results depend on the analyzed transient characteristics, and Zivi's correlation can be taken as an intermediate solution.

It can also be verified that the model robustness is improved when the MVF is considered as time dependent. Also, for the studied transients, any of the exiting wall temperature models can be used.

The vapor compression system has been solved by modeling each of the individual components and integrating them together. The obtained results are very similar to those obtained for the partial models.

ÍNDICE

| | |
|--|-----------|
| LISTA DE FIGURAS | 5 |
| LISTA DE TABLAS | 9 |
| NOMENCLATURA | 11 |
| CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN | 13 |
| 1.1 Justificación | 13 |
| 1.2 Objetivos y alcance general de la tesis | 15 |
| 1.3 Metodología | 15 |
| 1.4 Organización del documento | 16 |
| CAPÍTULO 2. ANTECEDENTES | 17 |
| 2.1 Introducción | 17 |
| 2.2 Clasificación de los modelos | 18 |
| 2.2.1 Modelos Físicos | 19 |
| 2.2.1.1 Modelos Estacionarios | 19 |
| 2.2.1.2 Modelos Dinámicos | 21 |
| 2.2.2 Modelos Empíricos o de caja negra | 26 |
| 2.2.3 Resumen de la clasificación de modelos | 28 |
| 2.3 Fundamentos Físicos Generales de los Componentes principales | 29 |
| 2.3.1 Compresor | 30 |
| 2.3.1.1 Análisis del proceso de compresión | 32 |
| 2.3.2 Intercambiadores de Calor | 35 |
| 2.3.3 Dispositivo de Expansión | 39 |
| 2.4 Revisión Bibliográfica de los modelos dinámicos | 42 |
| 2.4.1 Conclusiones de la revisión bibliográfica | 49 |
| 2.5 Aplicaciones del modelado en los sistemas de compresión de vapor | 51 |
| 2.6 Conclusiones del capítulo | 52 |
| CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DINÁMICO | 55 |
| 3.1 Objetivos | 55 |
| 3.2 Aspectos generales del modelo | 56 |
| 3.3 Metodología para el desarrollo del modelo | 59 |
| 3.4 Modelo de los equipos de caudal másico del refrigerante | 59 |
| 3.4.1 Modelo de la válvula de expansión | 59 |
| 3.4.2 Modelo del compresor | 61 |

| | | |
|------------|---|------------|
| 3.5 | Modelo de los intercambiadores de calor | 64 |
| 3.5.1 | Modelo dinámico del evaporador | 66 |
| 3.5.1.1 | Estructura de entradas y salidas del evaporador | 67 |
| 3.5.1.2 | Método de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (EDP) para el modelo del evaporador | 67 |
| 3.5.1.3 | Conservación de la masa del refrigerante: zona bifásica | 68 |
| 3.5.1.4 | Conservación de la masa del refrigerante: zona de recalentamiento | 69 |
| 3.5.1.5 | Conservación de la energía del refrigerante: zona bifásica | 70 |
| 3.5.1.6 | Conservación de la energía del refrigerante: zona de recalentamiento | 71 |
| 3.5.1.7 | Conservación de la energía en las paredes del tubo | 72 |
| 3.5.1.8 | Modelos para la temperatura del tubo del evaporador | 73 |
| 3.5.1.9 | Resolución del sistema de ecuaciones diferenciales: combinación algebraica de las ecuaciones del modelo | 75 |
| 3.5.2 | Modelo de la línea de descarga | 78 |
| 3.5.2.1 | Conservación de la masa: tubería de descarga del compresor | 79 |
| 3.5.2.2 | Conservación de la energía: tubería de descarga del compresor | 80 |
| 3.5.2.3 | Conservación de la energía: pared de la tubería de descarga | 80 |
| 3.5.3 | Modelo dinámico del condensador | 81 |
| 3.5.3.1 | Modos de operación | 82 |
| 3.5.3.2 | Método de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales (EDP) para el modelo del condensador | 84 |
| 3.5.3.2.1 | Conservación de la masa del refrigerante: zona de vapor sobrecalentado | 85 |
| 3.5.3.2.2 | Conservación de la masa del refrigerante: zona bifásica | 85 |
| 3.5.3.2.3 | Conservación de la masa del refrigerante: zona de subenfriamiento | 86 |
| 3.5.3.2.4 | Conservación de la energía del refrigerante: zona de vapor sobrecalentado | 86 |
| 3.5.3.2.5 | Conservación de la energía del refrigerante: zona bifásica | 86 |
| 3.5.3.2.6 | Conservación de la energía del refrigerante: zona de subenfriamiento | 87 |
| 3.5.3.2.7 | Conservación de la energía en la pared del tubo | 87 |
| 3.5.3.2.8 | Modelos para la temperatura del tubo del condensador | 88 |
| 3.5.3.3 | Resolución del sistema de ecuaciones diferenciales para el condensador: combinación algebraica de las ecuaciones del modelo | 90 |
| 3.5.4 | Coefficientes de transferencia de calor por convección | 92 |
| 3.5.4.1 | Evaporador: zona de evaporación | 92 |
| 3.5.4.2 | Evaporador: zona de recalentamiento | 96 |
| 3.5.4.3 | Línea de descarga | 97 |
| 3.5.4.4 | Condensador: zona de vapor sobrecalentado | 97 |
| 3.5.4.5 | Condensador: zona de condensación | 98 |
| 3.5.4.6 | Condensador: zona de subenfriamiento | 99 |
| 3.5.4.7 | Resumen de las correlaciones aplicables | 99 |
| 3.6 | Fracción media de huecos | 100 |
| 3.6.1 | Fracción media de huecos obtenida a partir de la calidad del flujo | 101 |
| 3.6.1.1 | Expresiones del deslizamiento | 101 |
| 3.6.1.2 | Expresiones de la fracción media de huecos para los modelos homogéneo y de flujos separados. | 103 |
| 3.6.2 | Fracción media de huecos basada en la tasa de evaporación | 104 |
| 3.6.2.1 | Deslizamiento constante | 104 |
| 3.6.2.2 | Deslizamiento dependiente de la posición en la zona bifásica | 107 |
| 3.6.3 | Comparación entre las fracciones medias de huecos γ_{xz} y γ_{jz} | 108 |
| 3.6.4 | Derivada de la fracción media de huecos | 110 |
| 3.6.4.1 | Evaporador, caso 1e. Derivada de γ cuando $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$, con zonas bifásica y de recalentamiento. | 112 |
| 3.6.4.2 | Evaporador, caso 1e'. Derivada de γ cuando $x_1=0$ y $x_2 = 1$, con zonas bifásica y de recalentamiento. | 112 |
| 3.6.4.3 | Evaporador, caso 2e. Derivada de γ cuando $x_1 > 0$ y $x_2 < 1$ (solo zona bifásica). | 112 |

| | | |
|--------------------|--|------------|
| 3.6.4.4 | Condensador, caso 1c. Derivada de γ cuando $x_1 = 1$ y $x_2 = 0$, y con tres zonas. | 113 |
| 3.7 | Modelos de los intercambiadores de calor según las expresiones de γ y $\dot{\gamma}$ | 114 |
| 3.7.1 | Evaporador. Caso 1e, zonas bifásica y de recalentamiento, con $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$. | 114 |
| 3.7.2 | Condensador. Caso 1c con tres zonas | 115 |
| 3.8 | Inicialización de los intercambiadores | 116 |
| 3.8.1 | Inicialización del evaporador | 116 |
| 3.8.1.1 | Inicialización sin válvula de expansión | 116 |
| 3.8.1.2 | Inicialización con válvula de expansión | 117 |
| 3.8.1.3 | inicialización del condensador | 118 |
| 3.9 | Solución del modelo del evaporador | 119 |
| 3.9.1 | Comparaciones a efectuar | 120 |
| 3.9.2 | Selecciones para la ejecución del modelo del evaporador | 121 |
| 3.10 | Solución del modelo del condensador | 127 |
| 3.11 | Conclusiones del capítulo | 128 |
| CAPÍTULO 4. | DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN Y ENSAYOS | 129 |
| 4.1 | Generalidades de la instalación | 129 |
| 4.2 | Circuitos principales de la instalación | 130 |
| 4.2.1 | Circuito frigorífico simple | 130 |
| 4.2.2 | Circuito secundario del evaporador | 131 |
| 4.2.3 | Circuito de disipación térmica del condensador | 134 |
| 4.3 | Elementos principales de la instalación | 138 |
| 4.3.1 | Compresor y botella de separación de aceite | 138 |
| 4.3.2 | Condensador | 141 |
| 4.3.3 | Válvula de expansión termostática | 143 |
| 4.3.4 | Evaporador | 145 |
| 4.4 | Instrumentación del banco de pruebas | 146 |
| 4.4.1 | Incertidumbre en las mediciones | 151 |
| 4.5 | Sistema de adquisición de datos (DAS) | 152 |
| 4.6 | Ensayos | 154 |
| 4.7 | Conclusiones del capítulo | 155 |
| CAPÍTULO 5. | VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELADO DE LOS COMPONENTES | 157 |
| 5.1 | Objetivo | 157 |
| 5.2 | Validación del modelado dinámico de los componentes | 158 |
| 5.2.1 | Validación del conjunto válvula de expansión-evaporador | 158 |
| 5.2.1.1 | Transitorios en el conjunto válvula de expansión-evaporador con la fracción media de huecos estándar γ_{xS} | 159 |
| 5.2.1.2 | Transitorios en el conjunto válvula de expansión-evaporador con γ_{JS} | 176 |
| 5.2.2 | Validación del conjunto evaporador-válvula aplicando la derivada de γ_{xS} | 195 |

| | |
|--|------------|
| 5.2.3 Validación del conjunto evaporador-válvula aplicando los modelos de la temperatura de la pared | 199 |
| 5.2.4 Validación del compresor | 201 |
| 5.2.5 Validación del condensador | 202 |
| 5.3 Conclusiones del capítulo | 207 |
| CAPÍTULO 6. VALIDACIÓN DEL MODELO DINÁMICO GLOBAL | 209 |
| 6.1 Introducción | 209 |
| 6.2 Submodelos del modelo global | 209 |
| 6.2.1 Submodelo 1 del evaporador con válvula de expansión | 209 |
| 6.2.2 Submodelo 2 para el compresor y las tuberías de aspiración y descarga. | 210 |
| 6.2.3 Submodelo 3 para el condensador y la tubería de salida. | 210 |
| 6.3 Acoplamiento e inicialización | 210 |
| 6.4 Resolución del sistema global | 211 |
| 6.5 Resultados | 212 |
| 6.6 Conclusiones del capítulo | 214 |
| CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS | 217 |
| 7.1 Conclusiones generales | 217 |
| 7.2 Trabajos futuros | 219 |
| ANEXO A | 221 |
| Fracción local de huecos y deslizamiento | 221 |
| ANEXO B | 225 |
| Derivadas temporales de γ_{xs} y γ_{js} | 225 |
| B.1) Ecuación para γ_{xs}^{1e} | 225 |
| B.2) Ecuación para γ_{js}^{1e} | 229 |
| B.3) Ecuación para γ_{xs}^{1c} | 232 |
| ANEXO C | 235 |
| REFERENCIAS | 237 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|-----|
| Fig. 2.1 Modelo para el consumo de electricidad de una fábrica del sector de la alimentación..... | 27 |
| Fig. 2.2 Coeficiente global de transmisión de calor de un evaporador de 2000 kW en función del caudal del fluido secundario..... | 28 |
| Fig. 2.3 Tipos de compresores..... | 31 |
| Fig. 2.4 Ciclo de un compresor alternativo..... | 32 |
| Fig. 2.5 Intercambiadores de calor tubos concéntricos. (a) Flujo paralelo. (b) Contracorriente..... | 35 |
| Fig. 2.6 Intercambiadores de carcasa-tubos, (a) de un paso por carcasa y cuatro por tubos y (b) dos pasos por carcasa y dos por tubos..... | 36 |
| Fig. 2.7 Intercambiador de placas y diagramas de las trayectorias de los flujos..... | 37 |
| Fig. 2.8 Circuito térmico equivalente..... | 38 |
| Fig. 2.9 Válvulas de expansión..... | 40 |
| Fig. 2.10 Capacidad de refrigeración vs grado de recalentamiento..... | 41 |
| Fig. 3.1 Esquema del modelo físico global..... | 56 |
| Fig. 3.2 Esquema simplificado del sistema de compresión de vapor..... | 57 |
| Fig. 3.3 Diagrama de flujo de información en el modelo..... | 58 |
| Fig. 3.4 Parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica..... | 61 |
| Fig. 3.5 Intercambiador carcasa-tubos con ‘baffles’ incorporados..... | 64 |
| Fig. 3.6 Zonas en el evaporador..... | 66 |
| Fig. 3.7 Entradas y salidas del evaporador..... | 67 |
| Fig. 3.8 Imagen termográfica de la línea de descarga..... | 78 |
| Fig. 3.9. Tubería descarga..... | 79 |
| Fig. 3.10 Zonas en el condensador Refrigerante por el exterior de los tubos..... | 83 |
| Fig. 3.11 Zonas en el condensador durante los transitorios que eliminan la zona de líquido subenfriado b), o vapor sobrecalentado c). | 84 |
| Fig. 3.12 Zonas del condensador durante transitorios, a) solo zona bifásica, b) solo zona de vapor sobrecalentado..... | 84 |
| Fig. 3.13 Coeficientes de transmisión de calor en las zonas de evaporación y recalentamiento del evaporador..... | 93 |
| Fig. 3.14 Coeficientes de película interiores y exteriores en el condensador..... | 98 |
| Fig. 3.15. Esquema del volumen de control para el modelo de evaporación..... | 105 |
| Fig. 3.16 Fracción media de huecos γxZ en función de la calidad en la entrada y de la razón de densidades μ empleando la correlación de Zivi para el deslizamiento. $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$ | 109 |
| Fig. 3.17 Fracción media de huecos γJZ en función de la calidad en la entrada y de la razón de densidades μ empleando la correlación de Zivi para el deslizamiento. $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$ | 109 |
| Fig. 3.18 Zonas del evaporador cuando $x_1 = 0$ y $x_2 = 1$ | 112 |
| Fig. 3.19 Esquema del modelo del evaporador con válvula de expansión..... | 118 |
| Fig. 3.20 Esquema del modelo del condensador..... | 119 |
| Fig. 3.21 Diagrama de flujo de la resolución del evaporador..... | 120 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 3.22 Diagrama de flujo para S independiente de la calidad x..... | 123 |
| Fig. 3.23 Diagrama de flujo para la resolución del evaporador para los deslizamientos SCh y SSm, con y sin derivada de γxS_Ch1e y γxS_Sm1e | 125 |
| Fig. 3.24 Diagrama de flujo para la resolución del evaporador para los deslizamientos SCh y SSm, con y sin derivada de γJS_Ch1e y γJS_Sm1e | 126 |
| Fig. 3.25 Diagrama de flujo para la resolución del condensador..... | 127 |
| Fig. 4.1 Instalación simple de compresión de vapor..... | 129 |
| Fig. 4.2 Esquema del circuito frigorífico de compresión de vapor..... | 131 |
| Fig. 4.3 Circuito secundario de aportación de carga térmica al evaporador..... | 132 |
| Fig. 4.4 Vaso de expansión del CAC..... | 132 |
| Fig. 4.5 Caudalímetro electromagnético del CAC..... | 132 |
| Fig. 4.6 Depósito acumulador..... | 133 |
| Fig. 4.7 Bomba de empuje del CAC..... | 133 |
| Fig. 4.8 Bomba de recirculación..... | 133 |
| Fig. 4.9 Manómetro del CAC..... | 133 |
| Fig. 4.10 PID..... | 133 |
| Fig. 4.11 Esquema del circuito de disipación de calor..... | 135 |
| Fig. 4.12 Bomba de empuje del CDC..... | 136 |
| Fig. 4.13 Manómetro del CDC..... | 136 |
| Fig. 4.14 Vaso de expansión del CDC..... | 136 |
| Fig. 4.15 Enfriadora..... | 136 |
| Fig. 4.16 Caudalímetro electromagnético del CDC..... | 136 |
| Fig. 4.17 Válvula de equilibrado STAD..... | 137 |
| Fig. 4.18 Aerotermos..... | 137 |
| Fig. 4.19 Acoplamiento motor-compresor..... | 138 |
| Fig. 4.20 Botella de separación de aceite..... | 140 |
| Fig. 4.21 Caracterización de la línea de descarga..... | 141 |
| Fig. 4.22 Condensador..... | 141 |
| Fig. 4.23 Filtro deshidratador..... | 143 |
| Fig. 4.24 Válvula de expansión termostática..... | 143 |
| Fig. 4.25 Esquema funcional de la 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 en la aspiración del compresor..... | 147 |
| Fig. 4.29 Caudalímetro másico..... | 148 |
| Fig. 4.30 Analizador de redes..... | 148 |
| Fig. 4.31 Sensor inductivo..... | 149 |
| Fig. 4.32 Variador de frecuencia ALTIVAR28..... | 150 |
| Fig. 4.33 Localización de sensores y parámetros medidos..... | 150 |
| Fig. 4.34 Sistema de adquisición de datos..... | 152 |
| Fig. 4.35 Esquema del proceso de adquisición y visualización de datos..... | 153 |
| Fig. 4.36 Interfaz gráfica de la aplicación..... | 153 |
| Fig. 5.1 Transitorio E1E2 en el evaporador con γxS . Cambia Ta, ec de 15.1 a 23.4 °C..... | 160 |
| Fig. 5.2 Transitorio E2E3 en el evaporador con γxS . Cambia N de 570 a 501 rpm.... | 161 |
| Fig. 5.3 Transitorio E3E4 en el evaporador con γxS . Cambia N de 501 a 478 rpm.... | 162 |
| Fig. 5.4 Transitorio E4E5 en el evaporador con γxS . Cambia Ta, ec de 23.4 a 14.5 °C..... | 163 |
| Fig. 5.5 Transitorio E5E6 en el evaporador con γxS . Cambia N de 478 a 404 rpm y Ta, ec de 14.5 a 13.1 °C..... | 164 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Fig. 5.6 | Transitorio E6E7 en el evaporador con γxS . Cambia Ta, ec de 13.1 a 23.8 °C. | 165 |
| Fig. 5.7 | Transitorio E7E8 en el evaporador con γxS . Cambia ma de 1 a 0.58 m^3/h . | 166 |
| Fig. 5.8 | Transitorio E8E9 en el evaporador con γxS . Cambia N de 404 a 480 rpm y Ta, ec de 25.8 a 26.5 °C. | 167 |
| Fig. 5.9 | Transitorio E9E10 en el evaporador con γxS . Cambia Ta, ec de 26.7 a 14.8 °C. | 168 |
| Fig. 5.10 | Transitorio E10E11 en el evaporador con γxS . Cambia N de 408 a 502 rpm. | 169 |
| Fig. 5.11 | Transitorio E11E12 en el evaporador con γxS . Cambia N de 502 a 404 rpm y Ta, ec de 15 a 13.1 °C. | 170 |
| Fig. 5.12 | Transitorio E12E13 en el evaporador con γxS . Cambia N de 404 a 560 rpm y Ta, ec de 13.1 a 15.5 °C. | 171 |
| Fig. 5.13 | Transitorio E13E14 en el evaporador con γxS . Cambia Ta, ec de 15.9 a 27.6 °C. | 172 |
| Fig. 5.14 | Transitorio E15E16 con γxS . Aumenta el caudal del glicol de 1.2 a 2 m^3/h . | 173 |
| Fig. 5.15 | Transitorio E16E15 con γxS . Disminuye el caudal del glicol de 2 a 1.2 m^3/h . | 174 |
| Fig. 5.16 | Transitorio E1E2 con γJS . Cambia Ta, ec de 15.1 a 23.4 °C. | 178 |
| Fig. 5.17 | Transitorio E2E3 con γJS . Cambia N de 570 a 501 rpm. | 179 |
| Fig. 5.18 | Transitorio E3E4 con γJS . Cambia N de 501 a 478 rpm. | 180 |
| Fig. 5.19 | Transitorio E4E5 con γJS . Cambia Ta, ec de 23.4 a 14.5 °C. | 181 |
| Fig. 5.20 | Transitorio E5E6 con γJS . Cambia N de 478 a 404 rpm y Ta, ec de 14.5 a 182 | 182 |
| Fig. 5.21 | Transitorio E6E7 con γJS . Cambia Ta, ec de 13.1 a 23.8 °C. | 183 |
| Fig. 5.22 | Transitorio E7E8 con γJS . Cambia ma de 1 a 0.58 m^3/h . | 184 |
| Fig. 5.23 | Transitorio E8E9 con γJS . Cambia N de 404 a 480 rpm y Ta, ec de 25.8 ... | 185 |
| Fig. 5.24 | Transitorio E9E10 con γJS . Cambia Ta, ec de 26.7 a 14.8 °C. | 186 |
| Fig. 5.25 | Transitorio E10E11 con γJS . Cambia N de 408 a 502 rpm. | 187 |
| Fig. 5.26 | Transitorio E11E12 con γJS . Cambia N de 502 a 404 rpm y Ta, ec de 15 a 188 | 188 |
| Fig. 5.27 | Transitorio E12E13 con γJS . Cambia N de 404 a 560 rpm y Ta, ec de 13.1 a 15.5 °C. | 189 |
| Fig. 5.28 | Transitorio E13E14 con γJS . Cambia Ta, ec de 15.9 a 27.6 °C. | 190 |
| Fig. 5.29 | Transitorio E15E16 con γJS . Aumenta el caudal del glicol de 1.2 a 2 m^3/h . | 191 |
| Fig. 5.30 | Transitorio E16E15 con γJS . Disminuye el caudal del glicol de 2 a 1.2 m^3/h . | 192 |
| Fig. 5.31 | Presión de evaporación cuando no se incluye γxS en el modelo (a), y cuando se incluye (b). | 195 |
| Fig. 5.32 | Transitorio E1E2 con γxS y con $\gamma xS = 0$, (a) y (b), y con $\gamma xS \neq 0$, (c) y (d). | 196 |
| Fig. 5.33 | Comparación de los términos de $f'_{11, e}$, $f'_{21, e}$ y $f'_{31, e}$. | 197 |
| Fig. 5.34 | Oscilación de hee en los 200 primeros puntos (a), y en todos los puntos del transitorio (b). | 197 |
| Fig. 5.35 | Entalpía en la entrada del evaporador. | 198 |
| Fig. 5.36 | Transitorio E1E2 con $\gamma xS \neq 0$ y $hee = 0$ en a) y b), y con $\gamma xS \neq 0$ y $hee/5$ en (c) y (d). | 198 |
| Fig. 5.37 | Presión de evaporación con cada uno de los modelos de la temperatura de la pared. | 199 |
| Fig. 5.38 | Longitud de la zona bifásica durante los transitorios E15E16 y E16E15 | 200 |

| | |
|--|-----|
| Fig. 5.39 Validación del caudal másico del refrigerante | 201 |
| Fig. 5.40 Validación para la entalpía a), y para la temperatura de descarga b)..... | 202 |
| Fig. 5.41 Validación del condensador. $S = Sh$ | 203 |
| Fig. 5.42 Validación del condensador con γxS y $S = SZ$ | 204 |
| Fig. 5.43 Validación del condensador con γxS y $S = Sm$ | 205 |
| Fig. 5.44 Validación del condensador con γxS y $S = SCh$ | 206 |
| Fig. 5.45 Oscilación de hec en todos los puntos del transitorio E1E2..... | 207 |
| Fig. 6.1 Salidas del modelo global. Secuencia de transitorios con γxS y $S = S_Z$: | 213 |
| Fig. 6.2 Potencia eléctrica consumida por el compresor (RMS=135)..... | 214 |
| Fig. 6.3 Potencia frigorífica (RMS = 203.6). | 214 |
| Fig. A.1 Secciones y caudales instantáneos para el vapor y el líquido | 221 |
| Fig. B.1 Valores de $x1, x2, H1, H2$ para dos de los posibles modos del intercambiador, a) con dos zonas y b) con tres zonas..... | 226 |
| Fig. C.1 Planta de subenfriamiento del refrigerante y vaporización de CO_2 en una industria de la alimentación..... | 235 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 3.1 Grados de correlación de los parámetros de ηv_1 | 62 |
| Tabla 3.2 Coeficientes de la correlación para la eficiencia volumétrica. | 62 |
| Tabla 3.3 Coeficientes de la correlación para la eficiencia combinada..... | 63 |
| Tabla 3.4 Coeficientes z_{ij}, e ($\gamma = 0$). | 77 |
| Tabla 3.5 Términos f_{ij}, e ($\gamma = 0$). | 77 |
| Tabla 3.6 Coeficientes z'_{ij}, d | 81 |
| Tabla 3.7 Términos f'_{ij}, d | 81 |
| Tabla 3.8 Términos z_{ij}, d y f_{ij}, d | 81 |
| Tabla 3.9 Coeficientes z_{ij}, c para el condensador ($\gamma = 0$) | 91 |
| Tabla 3.10 Términos f_{ij}, c para el condensador, ($\gamma = 0$). | 92 |
| Tabla 3.11 Constantes de la ecuación (3.95) para el banco de tubos en flujo cruzado . | 95 |
| Tabla 3.12 Resumen de correlaciones para la transmisión de calor aplicables..... | 99 |
| Tabla 3.13 Valores de μ y de x en los ensayos realizados (evaporador)..... | 110 |
| Tabla 3.14 Términos z_{ij}, e' y f_{ij}' en las ecuaciones del modelo del evaporador..... | 114 |
| Tabla 3.15 Coeficientes z_{ij}, c' | 115 |
| Tabla 3.16 Términos f'_{ij}, c | 115 |
| Tabla 3.17 Comparaciones entre $\gamma x S$ y γ / S | 121 |
| Tabla 3.18 Comparaciones empleando las fracciones medias de huecos y sus respectivas derivadas..... | 121 |
| Tabla 4.1 Especificaciones técnicas generales del CAC. | 134 |
| Tabla 4.2 Especificaciones técnicas generales del CDC. | 137 |
| Tabla 4.3 Datos geométricos y técnicos del motor-compresor. | 139 |
| Tabla 4.4 Datos técnicos de la botella de separación de aceite. | 139 |
| Tabla 4.5 Datos geométricos y técnicos del condensador. | 142 |
| 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. | 145 |
| Tabla 4.9 Conjunto de datos medidos con los sensores usados..... | 151 |
| Tabla 4.10 Incertidumbre en las mediciones. | 151 |
| Tabla 4.11 Combinación de parámetros para obtención de datos en un rango amplio. | 154 |
| Tabla 4.12 Variaciones en las condiciones de operación | 155 |
| Tabla 5.1 Clasificación de los transitorios y orden de las correlaciones cuando se emplea $\gamma x S$ en el modelo..... | 175 |
| Tabla 5.2 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 1_xS | 176 |
| Tabla 5.3 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 2_xS | 176 |
| Tabla 5.4 Clasificación de los transitorios y orden de las correlaciones cuando se emplea γ / S en el modelo | 193 |
| Tabla 5.5 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 1-JS | 194 |

| | |
|--|-----|
| Tabla 5.6 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 2-JS | 194 |
| Tabla 5.7 Comparación entre $RMSxS$ y $RMSJS$ | 195 |
| Tabla 5.8 RMS de la presión en los transitorios E15E16 y E16E15 según los modelos de la temperatura de la pared..... | 200 |
| Tabla 5.9 Resumen de los valores de RMS obtenidos con las diferentes expresiones de la S..... | 206 |
| Tabla A.1 Expresiones del deslizamiento para emplear en los modelos de la fracción hueca correlacionados con el deslizamiento..... | 223 |
| Tabla B.1 Términos que intervienen en la derivada de γxS | 227 |
| Tabla B.2 Derivadas de los términos de $\gamma JS1e$ | 229 |
| Tabla B.3 Términos de la derivada temporal de $\gamma xS1c$ | 232 |
| Tabla B.4 Términos de la derivada temporal de $\gamma JS1c$ | 233 |

NOMENCLATURA

| Variable | Significado | Unidades |
|---------------|---|----------------------|
| A | Superficie de intercambio del tubo, (subíndice: ex-externa; in-interna) | m ² |
| α | Coefficiente de película | W/m ² /K |
| C | Capacidad térmica | W/K |
| c_p | Calor específico | J/kg K |
| COP | Coefficiente de eficiencia | J/kg K |
| D | Diámetro | m |
| ΔP | Diferencia entre presiones | Pa |
| δ | Exponente isoentrópico | - |
| ε | Eficiencia del intercambiador | - |
| GE | Grado de recalentamiento estático | K |
| GR | Grado de recalentamiento | K |
| γ | Fracción media de huecos | - |
| γ_o | Fracción local de huecos | - |
| h | Entalpía específica | J/kg |
| h | Entalpía media del refrigerante | J/kg |
| k_A | Constante característica de la válvula de expansión | m ² |
| k | Conductividad térmica | W/m · K |
| L | Longitud (de las zonas del intercambiador) | m |
| L_T | Longitud total de los tubos del intercambiador | m |
| λ | Factor de fricción de Darcy | - |
| \dot{m} | Caudal másico | kg/s |
| m_t | Masa del tubo, (subíndice: 1-zona 1, 2-zona 2) | kg |
| μ | Viscosidad dinámica; relación entre densidades del vapor y líquido saturados | kg/s · m - |
| N | revoluciones del compresor | r.p.m. |
| P | Presión | Pa |
| Pot | Potencia | W |
| \dot{Q} | Potencia térmica | W |
| R | Resistencia térmica | m ² · K/W |
| r | Radio | m |
| ρ | Densidad | kg/m ³ |
| S | Deslizamiento | - |
| T | Temperatura | K |
| T_m | Temperatura media | K |
| T_t | Temperatura del tubo | K |
| U | Coefficiente global de transmisión de calor | W/m ² K |

Índice

| | | |
|-------|-----------------------------------|---------|
| u | Velocidad del refrigerante | m/s |
| V_G | Volumen geométrico del compresor | m^3 |
| ν | viscosidad cinemática | m^2/s |
| x | Título del vapor del refrigerante | - |

Subíndices

| | |
|----------|---|
| 1c,2c,3c | Zonas de vapor sobrecalentado, condensación y subenfriamiento del condensador |
| 1e,2e | Zonas de intercambio de calor en el evaporador |
| a | Agua |
| asp | Aspiración |
| c | Condensador |
| carc | Carcasa |
| cat | Catálogo |
| comp, cp | Compresor |
| cond | Zona condensación |
| desc | Descarga del compresor |
| drc | Zona desrecalentamiento |
| e | Evaporador |
| ec | Entrada condensador |
| ee | Entrada evaporador |
| evap | Evaporación, zona de evaporación |
| ex | Externo |
| g | Glicol o agua-glicolada |
| ie | Punto intermedio en evaporador, entre las dos zonas |
| in | Interno |
| int | Intermedio |
| l | Líquido (saturado) |
| ll | Línea de líquido |
| max | Máximo |
| min | Mínimo |
| r | Refrigerante |
| rec | Zona de recalentamiento |
| sat | Saturado |
| sc | Salida condensador |
| se | Salida evaporador |
| sr | Sección recta |
| sub | Subenfriamiento, zona de subenfriamiento |
| t | Tubo |
| v | Vapor (saturado) |
| ve | Válvula de expansión |

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 JUSTIFICACIÓN

El ciclo 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. Así pues, debido a la multitud de aplicaciones y su relevancia, 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. El impacto medioambiental se contabiliza por un lado, por el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, por el efecto directo potencial asociado a las fugas de refrigerante cuando se utilizan refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento mundial (PCM).

Por lo tanto, con el objetivo de mejorar la eficiencia energética de los sistemas de compresión de vapor en aras de un consumo racional de la energía, podemos encaminar los esfuerzos hacia la optimización en el diseño de los componentes y hacia la mejora de la operación del sistema. Cabe destacar que tan importante resulta el diseño de buenos componentes como su operación, ya que, dado un cierto sistema, una correcta operación/regulación del mismo puede suponer ahorros energéticos de hasta el 20% a lo largo su vida útil.

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

- Desarrollar sistemas que sean capaces de detectar anomalías y degradaciones en los sistemas de refrigeración de forma automática, para conseguir mejorar el mantenimiento de la instalación y minimizar el consumo energético.
- Mejorar la adaptación de las condiciones de operación en condiciones cambiantes y en 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 la regulación en los intercambiadores de calor. Algunos autores que proponen técnicas para controlar los sistemas de los fluidos secundarios de cara a conjugar mejor eficiencia del ciclo frigorífico y menor consumo de los sistemas secundarios.

Ante la 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 lo más aproximada posible el comportamiento real de la instalación. Esos modelos, que constituyen una representación de las principales características y de las propiedades del sistema, se emplean para describir y predecir su comportamiento y suelen aplicarse en el diseño y mejoramiento tecnológico de componentes, así como en la operación óptima de la instalación.

En la literatura existe gran cantidad de artículos relativos a los modelos estacionarios, que han sido altamente desarrollados, y que se emplean en gran medida para el diseño y valoración de los intercambiadores de calor. Pero el comportamiento dinámico del sistema y sus componentes, especialmente de los intercambiadores de calor, es tan importante como el comportamiento estacionario y más teniendo en cuenta que gran parte de las condiciones de operación de muchos sistemas van siguiendo las variaciones de carga y condiciones ambientales cambiantes, caracterizándose su comportamiento por transitorios de operación en mayor o menor medida. Además, el conocimiento y comprensión del comportamiento dinámico nos permite explicar la influencia de varios de los parámetros de diseño en dicho comportamiento, y nos permite medir indirectamente los coeficientes de transmisión de calor y otros parámetros.

Por todo lo anterior, en la presente tesis doctoral se propone un modelo físico que utiliza 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 una completa información sobre el comportamiento del sistema, tanto en estado estacionario como transitorio y podrá ser utilizado, a través de simulaciones, para una operación eficiente, reduciendo de esta manera su consumo energético y contribuyendo a la atenuación del impacto ambiental.

La investigación se desarrolla dentro del grupo ISTENER (Ingeniería de los Sistemas Térmicos y Energéticos) de la Universitat Jaume I y el Instituto ISIRYM (Instituto de Seguridad Industrial, Radiofísica y Medioambiental) de la Universidad Politécnica de Valencia. El contenido experimental del presente trabajo se ubica en las instalaciones del grupo ISTENER dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I.

1.2 OBJETIVOS Y ALCANCE GENERAL DE LA TESIS

La presente tesis doctoral persigue el desarrollo de un modelo físico dinámico que permita simular el comportamiento del sistema de compresión de vapor en cualquier régimen de funcionamiento. Este objetivo general se puede descomponer en los siguientes objetivos:

- Caracterización dinámica de los principales componentes que conforman un sistema de compresión de vapor.
- Desarrollo de un modelo físico capaz de predecir el comportamiento de un sistema de compresión de vapor en régimen transitorio y, por extensión, también en régimen estacionario.
- Validación experimental del modelado tanto de los componentes como del sistema global.

1.3 METODOLOGÍA

La metodología de trabajo establecida para el desarrollo de la presente tesis doctoral se ha basado en la caracterización dinámica del comportamiento de los componentes de una instalación de compresión de vapor y en la realización de ensayos sobre una instalación experimental, completamente monitorizada, para realimentar el modelo y validarlo en un amplio rango de funcionamiento.

Así pues, en un primer estadio ha sido necesario realizar un esfuerzo de modelización dinámica de los componentes a través de sus principios físicos de funcionamiento. Con ello se ha llegado a una primera modelización de los componentes de la instalación.

Utilizando un banco de ensayos (instalación de compresión de vapor monitorizada) se ha establecido un plan de ejecución de ensayos que permitan caracterizar el comportamiento real de un sistema de compresión de vapor en un amplio rango de funcionamiento y se han llevado a cabo ensayos tanto en estados estacionarios como en los transitorios de operación habituales ante variaciones de las condiciones de operación.

Con los resultados de los ensayos se ha emprendido una validación de los modelos propuestos para caracterizar el comportamiento de los componentes, con una fase de realimentación y reajuste del modelado.

Finalmente, a partir del modelado de los componentes, se ha construido un modelo dinámico global que ha sido validado con los datos extraídos de la fase experimental para demostrar su funcionamiento y validez de aplicación.

1.4 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

El presente documento se ha estructurado en siete capítulos cuyo contenido se resume de la siguiente forma:

- Capítulo 1: En el presente capítulo se ha introducido la motivación, principales objetivos de la tesis doctoral y metodología utilizada.
- Capítulo 2: Se presentan los antecedentes y la revisión del estado del arte del modelado de los sistemas de compresión de vapor.
- Capítulo 3: Este capítulo plantea el modelado dinámico del sistema y desarrolla el modelado de los diferentes componentes del sistema de compresión de vapor.
- Capítulo 4: Presenta una descripción del banco de ensayos utilizado para la realización de los ensayos experimentales, presentando las características de los componentes que conforman el banco de ensayos y de la instrumentación utilizada. Así mismo, se presentan los ensayos realizados para intentar caracterizar, en un amplio rango de funcionamiento, el comportamiento dinámico del sistema.
- Capítulo 5: Este capítulo se centra en la validación del modelado de los componentes de la instalación.
- Capítulo 6: Una vez realizada la validación de la caracterización realizada de los componentes del sistema de compresión de vapor, se presenta la construcción del modelo dinámico global y su validación experimental
- 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.

Capítulo 2. ANTECEDENTES

2.1 INTRODUCCIÓN

Siendo el sistema de compresión de vapor el más usado en las aplicaciones de producción de frío, el consumo de dichas instalaciones supone un alto porcentaje del consumo energético global. Así, por ejemplo, las superficies comerciales con 3.700 – 5.600 m² suponen un consumo entre 2 y 3 millones kWh/año [1], que representa alrededor del 50% de la energía total. En el caso de edificios de oficinas, se ha estimado que el consumo debido al uso de sistemas de acondicionamiento de aire, basados en gran parte en el sistema de compresión de vapor, está entorno al 20-40% del consumo de energía total en países desarrollados [2], pudiendo aumentar dicho porcentaje en caso de funcionamiento defectuoso o en presencia de degradaciones.

De esta forma, ante esta situación de gran consumo de las instalaciones de compresión de vapor, existe la necesidad de un consumo racional de la energía de tales sistemas, lo cual se puede conseguir, entre otras medidas, con la mejora en el funcionamiento de los sistemas de compresión de vapor. Estas mejoras deben estar encaminadas tanto hacia el diseño de componentes como hacia una óptima operación del sistema, libre de anomalías y degradaciones. De tal manera, para mejorar el funcionamiento y gestión de este tipo de instalaciones resulta conveniente recurrir a la modelización para disponer de un modelo, o representación de las principales características y propiedades del sistema, capaz de predecir su funcionamiento ante los principales cambios en las variables de operación.

Entre los objetivos del modelado se encuentra la caracterización y mejor entendimiento del comportamiento de los sistemas objeto del modelado. Para llevar a cabo esta caracterización, resulta necesario describir aspectos importantes del sistema en términos de relaciones matemáticas. En la práctica, ni el modelo ni su representación son únicos, por lo que la selección dependerá del tipo de sistema a estudiar y del tipo de análisis que se desee practicar, [3]. El modelo de un sistema de refrigeración consistirá en el conjunto de las relaciones para cada uno de los componentes, de cuya resolución se obtendrá la predicción del comportamiento de las variables de interés y 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 [4, 5]. Dentro de estos trabajos se pueden encontrar distintas estructuras topológicas aplicadas a: aire acondicionado residencial [6], bombas geotérmicas [7], sistemas de aire acondicionado para automóvil [75], enfriadoras tipo tornillo [8], refrigeración doméstica [9], sistemas complejos de compresión de vapor [10], entre otros.

En este capítulo se trata de pasar revista a la descripción y clasificación de los modelos de los sistemas de compresión de vapor, resaltando la importancia de los modelos dinámicos. Para ello, se revisa la literatura existente sobre estos modelos, sus diferentes enfoques para analizar los transitorios, sus componentes y controles, para resumir, entre otras cosas, las metodologías adoptadas y su aplicabilidad a los sistemas de compresión de vapor. Dicha literatura versa sobre partes individuales de las instalaciones y sobre el sistema completo.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LOS MODELOS

Los modelos pueden referirse a los componentes de un sistema o bien a la totalidad del mismo, pudiendo ser sencillos o complejos en su estructura. En la literatura se puede encontrar clasificaciones muy detalladas de los sistemas, [3,11,12]; de modo resumido, los modelos de los sistemas de compresión de vapor se pueden clasificar según:

- a) *Los fundamentos del modelo*, encontrando así:
 - modelos físicos, basados en fundamentos físicos o principios básicos característicos de cada componente, balances de masa y energía, propiedades termodinámicas, y
 - modelos empíricos o de caja negra, basados en correlaciones obtenidas a partir del análisis de los datos experimentales.

- b) *Las características dinámicas*, donde se encuentran dos tipos de modelos:
 - dinámicos, aquellos en los que la salida en un tiempo t depende de la entrada aplicada en ese mismo tiempo t y tiempos anteriores, y se representan por ecuaciones diferenciales, (los sistemas dinámicos que tratamos son determinísticos en tanto que para dos entradas diferentes el sistema produce dos salidas distintas),
 - estáticos, cuando la salida en un tiempo determinado solo dependen de la entrada aplicada en ese mismo tiempo, y se representan mediante ecuaciones algebraicas,

- c) *El tratamiento espacial*, como son:
 - modelos discretos, que tienen en cuenta variaciones detalladas acerca del fenómeno en estudio, centrándose en el análisis de pequeños volúmenes de control, y
 - modelos globales, que ignoran las variaciones espaciales, y que consideran homogéneas las distintas propiedades en puntos específicos.

2.2.1 MODELOS FÍSICOS

Estos modelos aplican los principios físicos basándose en los balances de masa, energía y cantidad de movimiento. Se sustentan en la aplicación de las leyes físicas para la caracterización del sistema bajo estudio, y al mismo tiempo consideran las características geométricas de los componentes, propiedades de los fluidos y materiales, e incluso 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. Estos ajustes suelen realizarse sobre aquellos parámetros tanto físicos (longitud de la tubería, sección recta del intercambiador), como empíricos (fracción media de huecos-FMH-, coeficientes de transmisión de calor), que tienen una incertidumbre considerable [74]. Este tipo de modelos físicos son subdivididos por algunos autores en categorías de acuerdo al grado de complejidad y a la cantidad de información empírica requerida. En cuanto a los modelos físicos podemos subdividirlos en función de la consideración temporal y espacial. Conforme hemos visto, podemos encontrar modelos estacionarios y dinámicos en cuanto a su consideración espacial, y globales y discretos en función del tratamiento espacial.

2.2.1.1 MODELOS ESTACIONARIOS

Durante mucho tiempo, los procedimientos de diseño y evaluación de los sistemas de compresión de vapor se han basado en la simulación estacionaria de su funcionamiento, [13].

Estos modelos no consideran la dependencia respecto al tiempo de las variables usadas. 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 [25].

En la literatura es posible encontrar muchos trabajos del modelado físico estacionario de componentes o sistemas globales. Por ejemplo, Braun et al. [14], desarrollan un modelo para predecir el requerimiento de energía y la capacidad frigorífica de un compresor centrífugo con velocidad variable. Winandy et al. [15] estructuran 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 está fundamentada en la evolución 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 [16] analizan de manera experimental compresores tipo *scroll* herméticos bajo diferentes métodos de inyección. Proponen un modelo simple caracterizado por la evolución 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. El modelo se basa en cuestiones físicas y el interés de analizar el funcionamiento del compresor es en lapsos de tiempo definidos.

Algunos autores, aparte de estructurar el modelo bajo conceptos físicos, también centran su interés en el algoritmo de solución, como es el caso de Srinivas y

Padmanabhan [17]. Demuestran la gran eficiencia computacional que tiene el algoritmo Warner's [18] a través del modelado de un compresor alternativo basado en leyes físicas, y la aplicación del modelo consiste en analizar las variaciones para cierta configuración mecánica del compresor .

Como ejemplo de estudio con el objetivo de lograr una mayor comprensión y control sobre el funcionamiento del componente analizado, Pérez-Segarra et al. [19] desarrollan 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 del compresor. El criterio propuesto del modelo va encaminado al entendimiento del compresor, como aplicación en el diseño y procesos de optimización.

Los modelos estacionarios también se emplean para la optimización del consumo de energía. Para ello, Navarro-Esbri et al [20] proponen un modelo de un sistema de compresión de vapor con velocidad variable para la optimización energética que aplican a un sistema de refrigeración. El modelo incluye también el consumo debido a los caudales de los fluidos secundarios, demostrando su significativa influencia en la eficiencia del sistema global. El modelo se aplica a la optimización energética tomando las salidas como las variables a controlar para obtener la máxima eficiencia. Al expresar la eficiencia total en función de dichos caudales y de la velocidad del compresor, y estableciendo un punto de consigna para la temperatura del agua enfriada (salida), se crea una función (la eficiencia total) que se optimiza mediante el establecimiento de puntos de consigna para dichos caudales.

El modelado de los intercambiadores de calor es particularmente importante debido a su repercusión en el funcionamiento de un sistema de compresión de vapor. En la bibliografía se pueden encontrar formas diversas de analizarlos, [21]:

- 1) *Modelo de simple nodo* (o de los parámetros concentrados): es aquel donde todo el intercambiador se analiza en un nodo, aplicando cualquier metodología de análisis térmico, como el método de la diferencia media logarítmica, [22].
- 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 [23]. Este modelo tiene una precisión mayor que el anterior, pero el proceso de simulación comienza a ser lento.
- 3) *Zonas asociadas al estado del refrigerante*: dependiendo de las condiciones del fluido, el intercambiador se puede dividir en zonas y analizar según el estado del fluido. Por ejemplo, el condensador se puede dividir en zona de desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, estando los parámetros concentrados en cada zona, [24].

Más adelante veremos una clasificación similar para los modelos dinámicos.

Aplicando un enfoque discreto hay ejemplos en la bibliografía, especialmente para los intercambiadores de calor. Así, Browne y Bansal [25] proponen un modelo

global para un sistema de compresión de vapor basado en el análisis de los intercambiadores de calor. El análisis es por zonas de transferencia de calor y con un tratamiento espacial discretizado. Los parámetros de salida son la potencia eléctrica, el coeficiente de operación y temperaturas de operación, que se calculan a partir de los datos de entrada al modelo los cuales son fáciles de obtener. Los resultados del modelo muestran un ajuste por debajo del $\pm 10\%$.

2.2.1.2 MODELOS DINÁMICOS

Aspectos generales

Desde un estado estacionario el sistema se puede ver sometido a un comportamiento inestable. Ese es el caso cuando una instalación se pone en marcha y se acerca hacia un estado estacionario, o cuando se para desde un estado estacionario, o cuando es sacada de ese estado. También cuando hay variaciones en la temperatura o caudal de los fluidos secundarios. El modelado dinámico de un sistema trata de predecir su comportamiento frente a ese tipo de variaciones. Además de estos dos regímenes de trabajo está el cuasi-estacionario, durante el cual las respuestas transitorias son mucho más rápidas que los transitorios de las entradas. En esa situación el sistema se mueve rápidamente a través de una secuencia de estados estacionarios aunque sometido a condiciones variables con el tiempo. Esta representación es útil cuando las constantes de tiempo de las entradas difieren de las del sistema en órdenes de magnitud. En esos casos se puede utilizar el modelado estacionario para estudiar el comportamiento transitorio.

En particular, para los intercambiadores de calor constituyentes del sistema (que son los que requieren mayor trabajo de modelización [84]), el procedimiento de análisis en estado estacionario proporciona los balances de energía entre los caudales que experimentan un intercambio de calor, así como los perfiles de temperatura en esas corrientes, pero no proporciona información sobre el comportamiento dinámico [13]. Sin embargo, los sistemas de compresión, y con ellos los intercambiadores de calor, están normalmente en estado dinámico. Gupta observa seis tipos de cambios [26]:

- (1) Variaciones a modo de impulsos en los caudales de entrada y/o en la temperatura de los fluidos aplicados para despegar los depósitos de sedimentos en las superficies de intercambio de calor.
- (2) Cambios escalonados en los caudales de entrada y/o en la temperatura de los fluidos debidos a necesidades del proceso o durante las arrancadas y paradas.
- (3) Cambios periódicos en los caudales de entrada y/o en la temperatura de los fluidos.
- (4) Ensuciamiento gradual de las superficies de intercambio por causa de incrustaciones que afectan al coeficiente global de transmisión de calor.
- (5) Reducción gradual de la superficie de intercambio de calor por taponamiento de los tubos o porque comienzan a fugar.

- (6) Recubrimiento gradual de la superficie de intercambio debido a gases incondensables presentes en un flujo de condensación, o emitidos por los líquidos debido a un cambio de temperatura, y/o por falta de venteo y purga.

Hay muchas situaciones en las que es fundamental el análisis del comportamiento dinámico, como por ejemplo, los transitorios severos en sistemas de seguridad que podrían causar accidentes, y que se podrían prevenir mediante un conocimiento exacto de su comportamiento dinámico. También resulta importante conocer las respuestas térmicas frente a cambios en las temperaturas o caudales de entrada a dichos intercambiadores para entender los efectos sobre los mismos o sobre el producto con el que intercambian calor. Es por todo ello que desde hace más de cincuenta años ha ido en aumento el interés y estudio del comportamiento dinámico de los intercambiadores de calor, pues se consideran como una parte fundamental de los sistemas de compresión de vapor.

En comparación con el análisis estático, el análisis dinámico de los intercambiadores de calor proporciona mayor información sobre la situación operacional y efectos de las estructuras de los intercambiadores, y es útil para evaluar los siguientes aspectos [26]:

- los efectos sobre los flujos de fluidos, tales como la tasa de transmisión de calor, caída de presión, ensuciamiento, reducción de incrustaciones, daños por vibraciones;
- los efectos sobre los procesos aguas abajo;
- los efectos sobre los controladores requeridos;
- el nuevo estado y el tiempo requerido para alcanzarlo;
- el tiempo requerido para retornar al estado estacionario previo;
- los cambios requeridos en las condiciones de trabajo estacionarias de modo que la operación sea más estable o que el tiempo de desfase sea mínimo,
- si el sistema es estadísticamente estable, por ejemplo, si tras una alteración de un estado estacionario el sistema tiende al estado original, o si es dinámicamente estable, es decir, si tras una alteración de un estado estacionario el sistema volverá al estado estacionario original, pudiendo ser el proceso de convergencia, bien periódico o bien aperiódico;
- el estrés térmico en el interior del intercambiador y juntas, etc.

Además, el análisis dinámico permite desarrollar estrategias de control para conseguir múltiples objetivos tales como control de temperatura y humedad en sistemas de climatización, así como la minimización de la energía requerida para restituir los valores de consigna en dichos sistemas frente a perturbaciones, [27,28].

Para construir un modelo de un sistema completo se procede, en primer lugar, a preparar modelos de cada uno de los subsistemas, y después se integran en un sistema general. Por tanto, para que un modelo del sistema represente correctamente el comportamiento real, cada uno de sus componentes debe estar modelado de la manera más exacta posible, por lo que los fenómenos que tienen lugar en cada uno de ellos se deberán representar matemáticamente hasta el grado de precisión requerido. En el capítulo 3 se describe más detalladamente el procedimiento de construcción del modelo.

Antes de la construcción de un modelo matemático es necesario determinar si los transitorios que van a aparecer son de pequeña o gran escala. Los transitorios de gran escala son provocados por cambios en la carga, puesta en marcha, paro, control de realimentación, etc., y las respuestas son del mismo orden de magnitud que el tiempo total del ciclo. A su vez, los transitorios de gran escala provocan la desaparición o aparición de zonas en el intercambiador, (p.ej., la zona de vapor sobrecalentado en el evaporador, lo que condiciona las ecuaciones del modelo). Los transitorios de pequeña escala están causados por fluctuaciones (posiblemente aleatorias) de las condiciones, como son la dinámica de las válvulas del compresor, cambios de carga y cambios en la temperatura ambiente, etc... Las respuestas en este caso se miden en una escala mucho menor.

Es además importante concretar los requisitos del modelo. Durante los transitorios se dan fenómenos en todos los componentes que están ausentes durante el régimen estacionario. Así como los cambios en la carga y en las condiciones ambientales provocan cambios en la distribución del refrigerante en los intercambiadores. Ello, a su vez, provoca cambios en las condiciones de entrada/salida en el compresor, y en el punto de trabajo del dispositivo de expansión. De los cuatro componentes fundamentales de un sistema de compresión de vapor, los transitorios en los intercambiadores son normalmente los más lentos y los que tienen el mayor impacto en el sistema. Es necesario considerar la distribución de la masa en los intercambiadores como función del tiempo y del espacio, lo que requiere balances transitorios de masa para contar con el almacenamiento local. Las capacitancias térmicas de los cuerpos de los intercambiadores y del refrigerante se deben considerar para tratar el almacenamiento local de energía. Cuando el fluido secundario es agua, salmuera o agua glicolada la inercia térmica de los fluidos secundarios se convierte en un factor significativo. Para determinar variaciones temporales y espaciales de la presión en los intercambiadores, que es el potencial motor para el caudal másico, se debe usar la ecuación para la conservación del momento. Ello es bastante complicado pues requiere la solución de la ecuación de Navier-Stokes para fluidos compresibles [29], pero veremos que puede evitarse mediante simplificaciones adecuadas.

Otros fenómenos que se podrían considerar son: migración aceite, espumeo, revaporización (flashing) en la válvula de expansión, penduleo, etc.,

También se persigue que el modelo sea lo suficientemente rápido para que pueda predecir los fenómenos importantes. Eso se facilita introduciendo suposiciones adecuadas para simplificar el formalismo matemático sin perder detalles importantes y aplicando enfoques de modelización que requieran menos tiempo de ejecución. Sobre esto volveremos más adelante al tratar sobre los enfoques del modelado.

Asimismo son necesarias técnicas numéricas eficientes para reducir el tiempo de cálculo, que deben poder trabajar lo más cerca posible del tiempo real, y con error aceptable. Además, ese tiempo de ejecución viene condicionado por el uso de librerías dinámicas para calcular las propiedades del refrigerante [129], lo que requiere de un mayor tiempo de ejecución. En nuestro modelo hemos sustituido las llamadas a esa librería por ecuaciones de ajuste, con lo que el tiempo de ejecución se reduce sensiblemente.

Suposiciones simplificadoras usuales

En general, un modelo transitorio es un conjunto acoplado de ecuaciones diferenciales espacio-temporales en derivadas parciales, que se transforman en ecuaciones diferenciales ordinarias y ecuaciones algebraicas cuando se aplican suposiciones simplificadoras. Las suposiciones que normalmente se emplean (aunque no simultáneamente) para simplificar las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales son:

- el caudal en los intercambiadores es unidimensional y homogéneo,
- la conducción axial en el refrigerante es despreciable,
- el vapor y el líquido del refrigerante están en equilibrio térmico,
- el efecto de la dinámica de ondas de presión es despreciable,
- la expansión es isoentálpica,
- la compresión es politrópica,
- las resistencias térmicas de los elementos metálicos son despreciables frente a las capacitancias.

Otras suposiciones que se aplican a los intercambiadores de calor son:

- se desprecia la pérdida de carga a lo largo del equipo,
- se desprecian las pérdidas de energía potencial y cinética,
- las propiedades del refrigerante en cada volumen de control se consideran constantes en cada instante de tiempo, tomándose sus valores medios,

En el condensador se aplican suposiciones como que el calor transferido en la región de condensación se emplea íntegramente para condensar el fluido, [61] .

Suposiciones que se aplican al evaporador son [60]:

- el calor transferido en la región de dos fases se supone que solo es absorbido por el líquido saturado, por lo que la transmisión de calor solo tiene lugar en la zona del líquido saturado,
- no se tiene en cuenta la capacidad térmica ni almacenamiento de masa en las zonas con vapor,
- los volúmenes de vapor y líquido saturado en la región de dos fases están conectados por las relaciones dadas por Wedekind et al. [85], basadas en el concepto de fracción hueca (anexo A); esta relación suele tomarse como constante, (más adelante y en el capítulo 3 se verá este asunto con más detalle).

Enfoques de la modelización

En general, la modelización de un componente del sistema se puede efectuar, bien a partir de los mapas del equipo, que son correlaciones obtenidas experimentalmente, o bien a partir de los principios físicos y fenomenológicos. Los mapas tienen la desventaja de que solo tienen validez en el rango en el que se han generado, pero su ventaja es que el modelo se mantendrá cerca del funcionamiento conocido y permite seguir la pista de las desviaciones [30, 31]. Por otra parte el enfoque

basado en los principios básicos es más robusto pero es más caro en cuanto a computación.

Los mapas suelen emplearse para el compresor [37], mientras que los principios básicos son invariablemente usados para los intercambiadores y dispositivos de expansión, siendo los intercambiadores los que requieren el mayor trabajo de modelización.

En la revisión bibliográfica se encuentra una clasificación de las técnicas de modelización que son: el método de los parámetros concentrados (el menos preciso), el de los límites móviles dependiente de la fase y el método de las diferencias finitas o independiente de la fase (éste también se denomina discretizado, de parámetros distribuidos o de volúmenes finitos).

El método de los parámetros concentrados aplicado a los intercambiadores supone que las temperaturas de los flujos de fluidos y de materiales sólidos, son solo funciones del tiempo, o sea, que el fluido y el material sólido tienen conductividad térmica infinita. Esto simplifica mucho el modelo matemático, lo que es apropiado para el diseño de controladores. Este método es computacionalmente más simple, pues consiste en un sistema finito de ecuaciones algebraicas y de ecuaciones diferenciales de primer orden. Sin embargo la desventaja consiste en que se pierde detalle espacial al promediar los parámetros de estado sobre el total del volumen de control, e ignora aspectos dinámicos importantes como es el cambio en la posición del límite entre la zona bifásica y las otras (de una sola fase) [64]. Eso es debido a que esos estudios tienen como objetivo otros aspectos, como son el enfriamiento de recintos asociados, que no son propiamente los de la dinámica del intercambiador; se basan en parámetros efectivos y solo describen los mecanismos físicos dominantes para la transmisión de calor. Estos modelos son los que normalmente se presentan en los libros de texto [100].

En el método de los límites (o contornos) móviles el intercambiador se divide en secciones de volumen variable correspondientes al estado del refrigerante, que puede ser líquido, bifásico, vapor recalentado o líquido subenfriado. Durante los transitorios se produce un cambio en las condiciones del refrigerante por lo que esos volúmenes son variables y se da una redistribución continua de la masa. Por ello es necesario conocer cómo varían los límites entre los volúmenes o zonas adyacentes. Así, en el condensador habrían dos zonas límite: una entre el vapor recalentado y la zona bifásica, y otra entre ésta y la de subenfriamiento. Especial atención se requiere cuando los límites de las fases entran o salen del intercambiador, como en los transitorios de gran escala. Como resultado, este tipo de modelo predice con bastante precisión las salidas importantes como son el recalentamiento, subenfriamiento y la presión del intercambiador. Otra ventaja es que se trata de una modelización de bastante bajo orden, por lo que es apropiado para las técnicas de control. Fue propuesto primeramente por Wedekind [85].

En el método de las diferencias finitas, las ecuaciones de conservación se aproximan mediante un esquema de diferencias finitas, que consiste en la división de los intercambiadores en partes (de posible volumen constante, y con un número mínimo de ellas), cada una definida con sus propias propiedades de estado. La formulación para cada elemento es independiente de la fase y por ello idéntica en todas las fases. Un ejemplo de estudio mediante esta metodología de elementos individuales (evaporador)

es el de Aprea y Renno [32], y para el sistema completo de compresión de vapor están los de Rossi y Braun [33] y Braun y Bendapudi [34].

Debido a que la masa del refrigerante se redistribuye en los componentes de manera significativa durante los transitorios, pudiendo afectar notablemente el funcionamiento del sistema, es por lo que se desarrolló de manera importante este método para predecir con más exactitud su funcionamiento. Hay paquetes comerciales de software como el Sinda/Fluent apropiados para modelizar mediante este enfoque [35].

También es posible combinar el método del límite móvil con el de las diferencias finitas. Ello supone unas diferencias finitas dependientes de la fase con elementos cuyos volúmenes cambian con el tiempo sin elementos que abarquen los límites entre zonas.

Además de las clasificaciones anteriores, el flujo del refrigerante en dos-fases se puede modelizar, bien mediante un modelo homogéneo o mediante un modelo de flujos separados donde interviene el deslizamiento (correlación con el deslizamiento). En el primero, las dos fases gas y líquido se consideran en equilibrio térmico y moviéndose a la misma velocidad. En el segundo, las velocidades de cada fase, líquido y vapor son diferentes, y se necesita crear el modelo dependiendo de la naturaleza de cada flujo: burbujeante, bala, anular, etc. En estos modelos no es necesario un equilibrio térmico entre las fases. Estos modelos los comentamos más detenidamente cuando hablemos del deslizamiento.

2.2.2 MODELOS EMPÍRICOS O DE CAJA NEGRA

El análisis de un sistema de compresión de vapor se puede realizar utilizando los datos experimentales sobre su funcionamiento. De esa manera se pueden emplear correlaciones que proporcionan la capacidad frigorífica y la curva de consumo en función de los datos experimentales de las temperaturas de condensación y evaporación, [36]. En particular, y para los compresores, [37], este tipo de modelos (mapas) son los más usados por la normativa ARI e ISO.

Los datos de la instalación real pueden ser utilizados también para ver la repercusión de los elementos consumidores de frío en el funcionamiento de la instalación, pues una instalación (y particularmente las complejas con múltiples compresores, evaporadores y condensadores), puede verse afectada no solo por el diseño de la instalación generadora de frío sino también por cómo se consume y se demanda el frío que aquella produce. Con esa información es posible diseñar cambios para el conjunto productor-consumidor [38], con el resultado final de una mejora de la eficiencia de la planta frigorífica.

Cuando el usuario de una instalación quiere obtener un modelo de un equipo concreto que refleje las condiciones reales de funcionamiento, la evolución de sus parámetros con el tiempo tras su uso prolongado (como su eficiencia), también se recurre a modelos empíricos que proporcionen información sobre las acciones correctoras a efectuar para mantener sus condiciones óptimas de trabajo [39]

Otra posibilidad que permiten los datos experimentales es que se pueden formar modelos no tan solo de los componentes individuales sino también de la planta global en función de las variables de interés como puede ser el volumen de producto generado (p.ej. hl en una planta de la industria de la bebida), Fig. 2.1. Estos modelos, que se pueden obtener para cada parte del proceso, son útiles para predecir el consumo en función de la producción prevista y de las condiciones estacionales, y para detectar desviaciones y analizar los factores causantes de las mismas, [40].

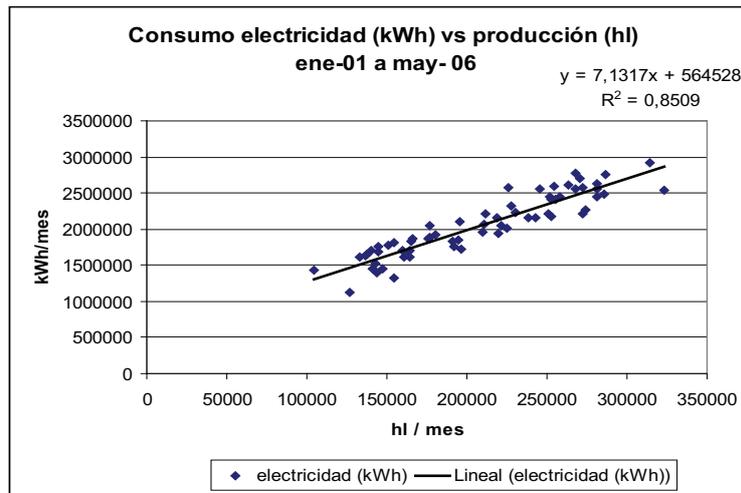


Fig. 2.1 Modelo para el consumo de electricidad de una fábrica del sector de la alimentación

En cuanto a los mapas comentados, además de emplearse para los compresores también los hay para los otros elementos de la instalación. Vemos un ejemplo en la Fig. 2.2, correspondiente a un evaporador de 2000 kW, en una industria de la alimentación, donde se proporciona el coeficiente global de transmisión de calor en función del caudal del fluido secundario.

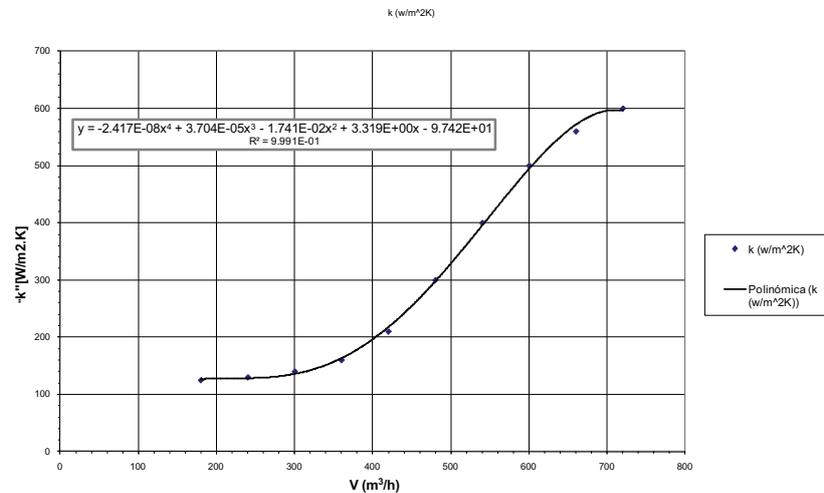


Fig. 2.2 Coeficiente global de transmisión de calor de un evaporador de 2000 kW en función del caudal del fluido secundario.

Los modelos de caja negra modelos se emplean principalmente en el ámbito de los modelos estacionarios. 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 [41].

En el campo de los métodos de modelización dinámicos, los modelos de caja negra se emplean en redes neuronales [12, 42]. También se emplean en aquellos modelos orientados hacia el diseño de estrategias de control, [31,43]. Inicialmente se empleaban técnicas SISO que no daban buenos resultados en comparación con estrategias avanzadas de control, [89]. Si bien la exactitud requerida de esos resultados puede ser proporcionada por métodos como el de los límites móviles, con éste se obtienen modelos de orden elevado (10-12) que todavía son muy complicados para su uso en estrategias avanzadas de control. Como alternativa a esos métodos se pueden utilizar los datos de los transitorios para desarrollar un modelo empírico dinámico [28]. Capturando solo los datos del comportamiento dinámico dominante se demuestra que un modelo de 3er orden con cuatro entradas y dos salidas es suficiente para predecir la dinámica de interés, y por tanto muy apropiado para el diseño de controladores.

2.2.3 RESUMEN DE LA CLASIFICACIÓN DE MODELOS

Según lo visto en apartados anteriores se puede resumir la clasificación de los modelos y su utilidad en los siguientes puntos:

- Los modelos estacionarios son de gran utilidad para la mayoría de las aplicaciones de diseño de instalaciones o componentes. En cuanto a los intercambiadores de calor, ponen de manifiesto los balances de calor entre los

flujos de los fluidos que pasan a su través así como los perfiles de temperatura (independientes del tiempo) de esas corrientes, pero no proporcionan información sobre los cambios en unas variables debido a cambios/perturbaciones en otras. Por otra parte, su extrapolación para la descripción de la dinámica del sistema puede dar resultados erróneos a menos que se trate de procesos cuasi-estacionarios.

- Los modelos empíricos o de caja negra son usados principalmente para los modelos estacionarios. Son muy usados en compresores, ya que junto con las válvulas de expansión son los elementos para los que se emplean modelos estacionarios por ser su comportamiento mucho más rápido que el de los intercambiadores de calor. No obstante, también se emplean para los otros elementos del ciclo y son útiles en la industria para construir modelos y referir el comportamiento de la instalación en función de la unidad de producto generado.
- Antes hemos comentado las limitaciones de los modelos estacionarios frente a comportamientos no-estacionarios de las instalaciones. Por ello allí donde se requiere conocer y predecir el funcionamiento transitorio de los equipos es necesario disponer de un modelo dinámico por ser de gran utilidad para los técnicos que gestionan el funcionamiento de una instalación al proporcionar información sobre la dinámica de los componentes; es además imprescindible para el diseño y control de los mismos. La predicción de su comportamiento durante los transitorios es fundamental incluso para la seguridad de los equipos.

En nuestro caso necesitamos un modelo físico para tener conocimiento preciso de los procesos que tienen lugar en la instalación, y por otra parte, nuestro objetivo también es disponer de una herramienta para analizar y predecir el comportamiento dinámico del sistema sin perder precisión. Por todo ello desarrollaremos un modelo físico dinámico basándonos en el método de los límites móviles y parámetros concentrados.

2.3 FUNDAMENTOS FÍSICOS GENERALES DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

De acuerdo con el apartado anterior y para aplicar en la instalación un modelo que refleje la dinámica de un sistema de compresión de vapor, y de sus componentes y que no requiera de mucho tiempo de computación, nos centraremos en los modelos físicos dinámicos que emplean el método de los límites-móviles. La instalación será descrita en detalle en el capítulo 4, pero antes comentaremos en este apartado los fundamentos más generales que se relacionan con los componentes principales de un sistema de compresión de vapor.

Desde el punto de vista de la modelización, los componentes del sistema se clasifican en dinámicos y estáticos. Los componentes dinámicos son el evaporador y compresor para los que más adelante desarrollaremos modelos de límites-móviles y parámetros concentrados partiendo de ecuaciones en derivadas parciales y obteniendo

después ecuaciones diferenciales ordinarias. Los componentes considerados estáticos son el compresor y la válvula de expansión, pues se supone que actúan instantáneamente en comparación con los componentes dinámicos y se modelan mediante relaciones algebraicas. Los compresores por lo general son modelados a través del conocimiento de eficiencias isoentrópicas, volumétricas o globales y de las características mecánicas. La válvula de expansión en la mayoría de los casos se estudia como un proceso de expansión isoentálpico, y algunos autores la modelan a través de la constante característica k_v .

2.3.1 COMPRESOR

La función del compresor consiste en transferir el vapor desde la baja presión en la salida del evaporador hasta la alta presión con la que entrará en el condensador.

Existen diferentes tipos de compresores cuya evolución en los últimos años ha ido dirigida hacia una mejora de la eficiencia, pues constituye la parte de mayor consumo de energía en el sistema de compresión.

Los compresores usados en la industria del frío, se clasifican acorde al método empleado para lograr el efecto de compresión [44], constituyendo así dos grupos formados por los compresores de desplazamiento positivo (volumétricos) y los de desplazamiento cinético (dinámicos).

En los compresores de desplazamiento positivo el vapor o gas es absorbido hacia 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

En los compresores de desplazamiento cinético (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. Un ejemplo de este tipo son los turbocompresores.

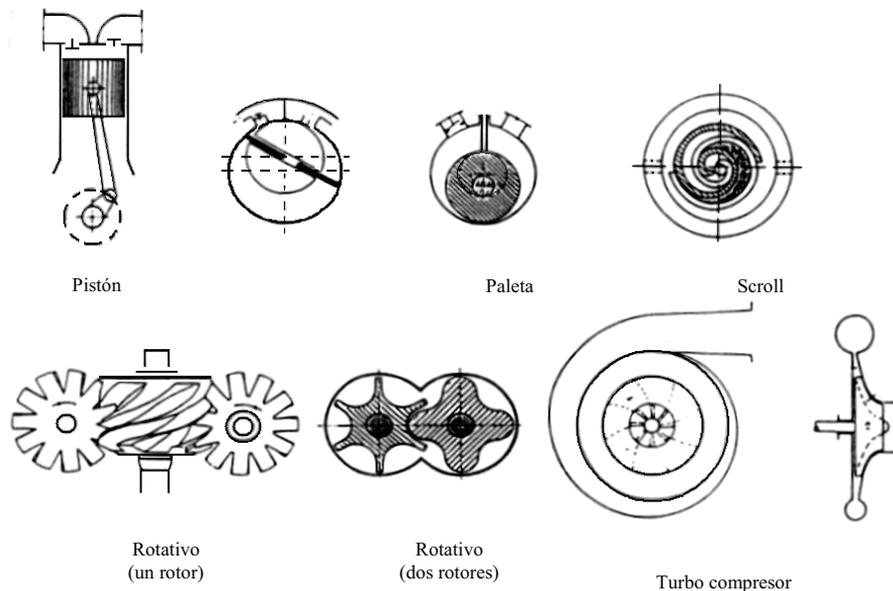


Fig. 2.3 Tipos de compresores

Los compresores alternativos se pueden dividir en compresores herméticos, semiherméticos y de tipo abierto.

En los compresores herméticos existe una única carcasa que contiene tanto al compresor como al motor de accionamiento, la cual está totalmente sellada, evitando de esta manera la posibilidad de fugas de refrigerante a través de esta carcasa. 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. Debido a su diseño por el cual los vapores “fríos” procedentes de evaporador se ponen en contacto con el devanado del motor eléctrico, enfriándolo y consiguiendo aumentar la vida útil del motor. No es posible 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).

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, y su campo de aplicación está limitado por la temperatura de compresión que no debe rebasar un valor máximo de 140°C. Esta limitación supone 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.

Los compresores tipo *scroll*, son de reciente aparición en el mercado. En la actualidad superan 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, aunque por encima de relaciones de 5 se igualan.

Los compresores dinámicos o centrífugos son muy apropiados para sistemas de aire acondicionado, industria petroquímica y procesos, pues 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

El compresor de la instalación en estudio es un compresor alternativo por lo cual se realiza el análisis de los procesos que ocurren en su interior. Éstos pueden dividirse en cuatro partes que son: aspiración, compresión, descarga y re-expansión del vapor refrigerante, y se representan en la Fig. 2.4: en el punto *d*, la válvula de aspiración se abre y el vapor del refrigerante que sale del evaporador entra al cilindro, mientras que el pistón se mueve hacia la derecha hasta el punto muerto del fondo (punto *a*), en cuyo momento el volumen del cilindro está lleno con vapor y la válvula de aspiración

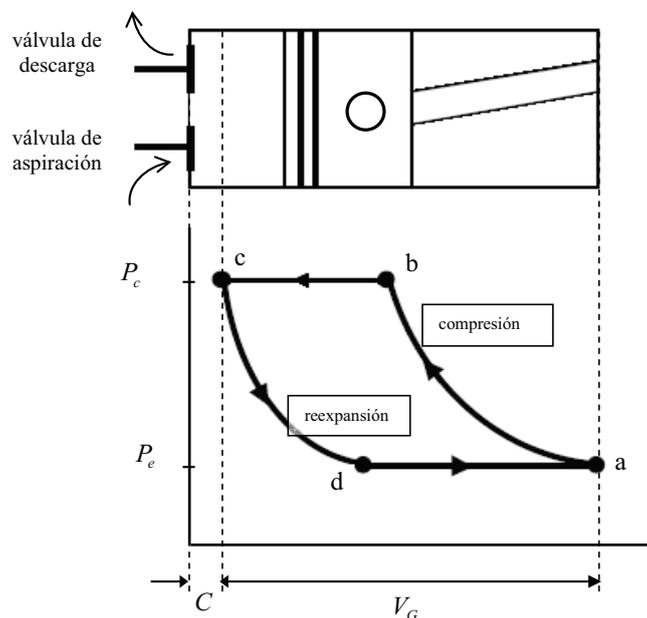


Fig. 2.4 Ciclo de un compresor alternativo

cierra, comenzando el proceso de compresión. El volumen comprendido entre los puntos *d* y *a* es el volumen de admisión *V*. 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 tiene 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 (punto *a*) hasta el tope del punto muerto superior (punto *c*) es el volumen desplazado V_G , (*swept volume*), es decir, es el volumen geométrico que será ocupado por el vapor. 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 aspiración y descarga. Las caídas de presión, sin embargo, son relativamente pequeñas comparadas con el valor total de la presión.

Existe gran cantidad de literatura sobre los compresores de desplazamiento positivo [44], aparte de la suministrada por los propios fabricantes de los equipos donde figuran las ecuaciones que los caracterizan. Para un compresor con z cilindros, con una carrera de pistón S y con un diámetro D , el volumen desplazado en $[m^3]$ se puede estimar mediante la ecuación (2.1):

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

El caudal volumétrico \dot{V}_G $[m^3/s]$ vendrá dado en función de la velocidad o régimen de giro N [rpm] del compresor:

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

Rendimiento volumétrico y caudal másico

La influencia del espacio muerto se traduce en una disminución del volumen que podría circular en el caso de que fuese perfecto. Este efecto puede valorarse mediante el concepto de rendimiento volumétrico como vemos seguidamente. Definiendo dicho rendimiento como:

$$\eta_v = \frac{\text{volumen de admisión}}{\text{volumen desplazado}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_G} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (2.3)$$

\dot{m}_{real} y \dot{m}_{ideal} son los caudales real e ideal del refrigerante respectivamente. A partir de (2.3) y de las relaciones entre los volúmenes indicadas a la Fig. 2.4 llegamos a la expresión:

$$\eta_v = 1 + \frac{V_c}{V_a - V_c} - \frac{V_d}{V_a - V_c} \quad (2.4)$$

Teniendo en cuenta que:

- V_c = volumen del espacio muerto,
- $V_c/(V_a - V_c) = C$, % del espacio muerto respecto del volumen desplazado,

y que por considerar que la compresión es adiabática:

$$\begin{aligned} P_{desc} V_c^\delta &= P_{asp} V_d^\delta \\ V_d &= V_c \cdot t^{1/\delta} \end{aligned} \quad (2.5)$$

con $t = P_{desc}/P_{asp}$ o tasa de compresión, podemos reescribir la ecuación (2.3) como

$$\eta_v = 1 + C(1 - t^{\frac{1}{\delta}}) \quad (2.6)$$

con $C(1 - t^{\frac{1}{\delta}}) < 0$, que muestra que el rendimiento volumétrico disminuye al aumentar la tasa de compresión o el espacio muerto. Otros factores que afectan a η_v son la presencia de válvulas, la adición de calor al vapor aspirado, las fugas y la presencia de incondensables y lubricante junto al fluido refrigerante.

Además de la relación dada en (2.3), el caudal másico del refrigerante depende del rendimiento volumétrico de esta otra manera. Como el caudal volumétrico real trasegado es $\dot{m}_r \cdot v_{asp}$ y como el volumen geoméricamente está dado por (2.2) resulta:

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v V_G N}{v_{asp}} \quad (2.7)$$

En el cap. 3 veremos una expresión para η_v obtenida experimentalmente que responde a lo que hemos comentado anteriormente sobre los modelos empíricos.

Trabajo de compresión

En cuanto al trabajo neto de compresión de un gas, se puede calcular como el trabajo de compresión menos el trabajo ganado durante la re-expansión [45]. Considerando un proceso politrópico, con $pV^n = cte$, el trabajo específico por ciclo de compresión viene dado por:

$$W = \frac{k}{k-1} P_{asp} v_{asp} \left[\left(\frac{P_{desc}}{P_{asp}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.8)$$

La potencia consumida se obtiene mediante las ecuaciones (2.7) y (2.8), [80]:

$$Pot_{comp} = \frac{\dot{m}_r W}{\eta_{comb}} \quad (2.9)$$

donde η_{comb} es el rendimiento combinado o global, que tiene en cuenta las ineficiencias electromecánicas del motor y transmisión, así como las ineficiencias que ocurren dentro

del compresor como pueden ser por efectos de la fricción. El rendimiento combinado deberá estar en función de los parámetros básicos de operación, y en el capítulo 3, ec. (3.14), emplearemos un modelo empírico obtenido a partir de los parámetros básicos.

2.3.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son equipos usados para transferir calor entre dos o más corrientes de fluidos a diferentes temperaturas. Tienen un sin número de aplicaciones y abarcan campos tales como la generación de energía, procesos químicos, industria de la alimentación, del automóvil, refrigeración de equipos electrónicos, aire acondicionado y refrigeración. El papel de los intercambiadores de calor es muy importante desde el punto de vista del ahorro y conservación de la energía en los procesos industriales, pues de su correcto diseño y mantenimiento depende su eficiencia y por ende su repercusión en el consumo de energía.

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse de acuerdo con el criterio de Kakac y Liu [46]:

- Recuperadores y regeneradores
- Procesos de transferencia: contacto directo y contacto indirecto
- Geometría y construcción: tubos, platos y superficies ampliadas
- Disposición del flujo: paralelo, contracorriente o flujo cruzado

Existe gran cantidad de literatura sobre intercambiadores de calor, y sus tipos y fundamentos pueden encontrarse en cualquier libro de texto [100].

Los intercambiadores más sencillos son los concéntricos de modo que por el tubo interno circula uno de los fluidos mientras que por el espacio anular entre los dos circula el otro, Fig. 2.5:

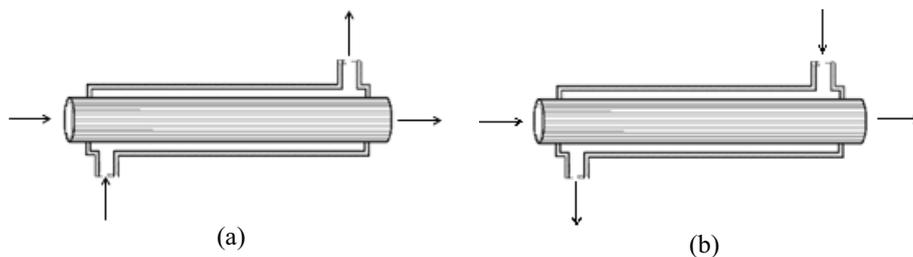


Fig. 2.5 Intercambiadores de calor tubos concéntricos. (a) Flujo paralelo. (b) Contracorriente.

Una configuración muy común es en los intercambiadores de calor es el de carcasas-tubos. 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. 2.6 a). En estos intercambiadores normalmente se instalan deflectores (*baffles*) para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcasa.

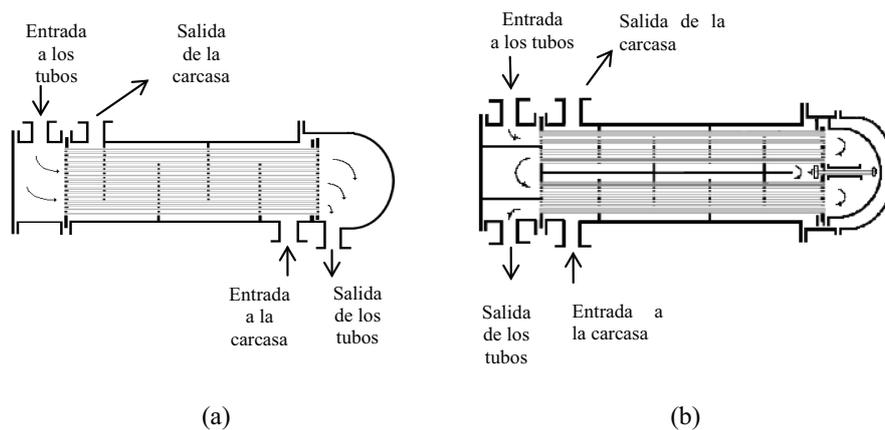


Fig. 2.6 Intercambiadores de carcasas-tubos, (a) de un paso por carcasas y cuatro por tubos y (b) dos pasos por carcasas y dos por tubos

En la Fig. 2.6 b) se muestra otra configuración, con dos pasos por carcasa y cuatro pasos por tubos. El de banco de pruebas que utilizamos en nuestro trabajo es similar a éstos, siendo de un paso por carcasa y dos por tubos.

Existen otros tipos de intercambiadores como los de flujo cruzado (perpendiculares entre sí) en el que un fluido va por el interior de tubos paralelos entre sí y el otro fluye por el exterior y perpendicular al anterior. Pueden ser sin aletas para dirigir al fluido que va entre ellas y mantenerlo perpendicular al que va por los tubos, o sin aletas con lo que el fluido exterior pierde su dirección perpendicular al anterior produciéndose una mezcla.

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:

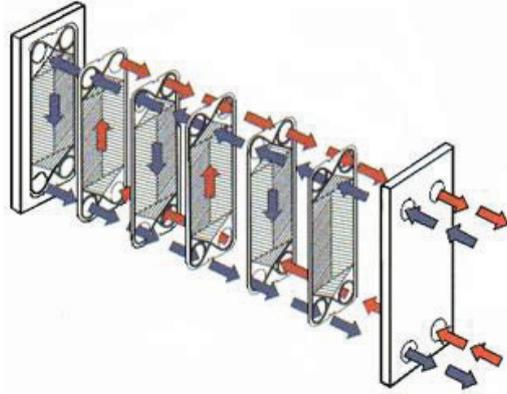


Fig. 2.7 Intercambiador de placas y diagramas de las trayectorias de los flujos

Cuando lo que se necesita es una superficie de transferencia de calor por unidad de volumen muy grande (arriba de los $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$), se emplean los 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 [100]. Los tubos pueden ser planos o circulares y las aletas pueden ser de placa o circulares.

En cuanto a los intercambiadores que trabajan como evaporadores se pueden definir como de convección forzada cuando el líquido a enfriar es impulsado por una bomba exterior, o si fluye de modo natural por diferencia de densidades. Algunas veces el refrigerante va por el interior de los tubos y el fluido secundario por el exterior, y otras veces es al contrario.

Los evaporadores también se pueden clasificar en inundados o de tipo seco según que el líquido refrigerante cubra toda la superficie de intercambio de calor, o según que una porción tenga gas y se esté recalentando. Según esto los evaporadores con válvula de expansión son del tipo seco (expansión seca) y los que tienen válvula de boya son los inundados.

2.3.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor. Configuración cilíndrica.

El coeficiente global de transferencia de calor es un término que relaciona la potencia térmica transferida entre dos fluidos a través de una pared de separación con la diferencia de temperatura entre los fluidos separados por un sólido y la superficie de transferencia de calor de dicha pared. En configuraciones cilíndricas, este concepto deriva de la analogía eléctrica para dichas configuraciones. En la Fig. 2.8 se presenta una tubería multicapa que separa un fluido caliente, que circula por su interior a una temperatura T_a , de un fluido a menor temperatura, ambiente exterior T_b , siendo las temperaturas en la superficie interior T_1 , en la superficie entre capas T_2 y en la superficie exterior T_3 .

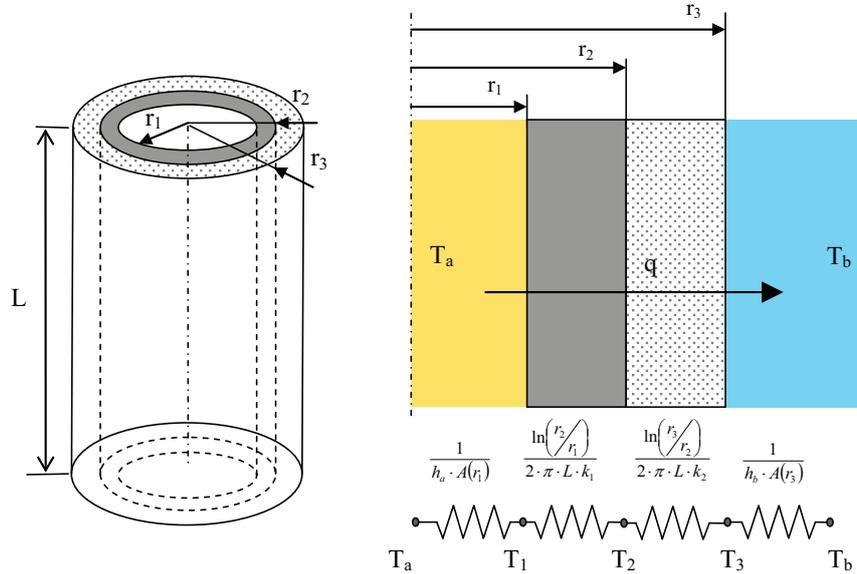


Fig. 2.8 Circuito térmico equivalente.

La potencia térmica transferida desde el fluido a mayor temperatura, fluido interior, al fluido a menor temperatura, se puede expresar utilizando el circuito térmico equivalente de la Fig. 2.8:

$$\begin{aligned}
 q &= \frac{(T_a - T_b)}{\frac{1}{(h_a \cdot A(r_1))} + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot A(r_3))}} = \quad (2.10) \\
 &= \frac{(T_a - T_b)}{\frac{1}{(h_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_1)} + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_{i+1}}\right)}{(2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot r_3)}}
 \end{aligned}$$

con lo que finalmente la potencia térmica se puede expresar como:

$$\begin{aligned}
 q &= \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_a - T_b)}{\frac{1}{(h_a \cdot r_1)} + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot r_3)}} = \frac{(T_a - T_b)}{\frac{1}{(h_a \cdot r_1)} + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot r_3)}} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot L} = \frac{(T_a - T_b)}{R_T} \quad (2.11)
 \end{aligned}$$

y la resistencia térmica equivalente tendría la expresión:

$$R_T = \frac{1}{(h_a \cdot r_1) + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot r_3)}} \quad (2.12)$$

De la expresión (2.12) se puede extraer el coeficiente global de transferencia de calor, U , para un cilindro hueco multicapas,

$$U = \frac{1}{R_T \cdot A(r)} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot r \cdot \left[\frac{1}{(h_a \cdot r_1) + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot r_3)}} \right]} \quad (2.13)$$

que, finalmente, se puede expresar como:

$$U(r) = \frac{1}{r \cdot \left[\frac{1}{(h_a \cdot r_1) + \sum_{i=1}^{N=2} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{(k_i)} + \frac{1}{(h_b \cdot r_3)}} \right]} \quad (2.14)$$

Como se puede observar en la ecuación (2.14), el coeficiente global de transferencia de calor para configuraciones cilíndricas va a depender del radio al que se refiera la superficie de transferencia de calor $A(r)$. Por lo tanto, el concepto de U en configuraciones cilíndricas va necesariamente ligado a la superficie de transferencia de calor de referencia. Así pues, es usual hablar del producto $U \cdot A$, ya que la definición de U va ligada a la de A .

2.3.3 DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN

El paso de fluido refrigerante desde la alta presión en el condensador a la baja presión del evaporador se consigue mediante su laminación a través de un orificio de sección variable o constante que es la válvula de expansión (TXV). Esta circulación produce la pérdida de carga necesaria en la instalación para reducir la presión de condensación hasta la de ebullición en el evaporador. Es decir, permite la existencia de la baja presión de evaporación.

La Fig. 2.9 ilustra varios tipos de dispositivos de expansión, los cuales se dividen en:

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

La válvula que empleamos en la instalación experimental es la termostática cuyo cometido es además tratar de mantener aproximadamente un cierto grado de recalentamiento en la línea de aspiración en todas las situaciones.

La válvula de expansión asegura el flujo de refrigerante necesario hacia el equipo de evaporación con el fin de contrarrestar las cargas. Ese flujo se combina con la transferencia de calor en el evaporador de modo si la transferencia de calor se incrementa en el evaporador, el flujo másico a través del evaporador deberá incrementarse también [44]. Es decir, la TXV alimenta al evaporador como respuesta a la señal de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del mismo. Un aumento del grado de recalentamiento aumenta la presión en el bulbo de la TXV, de modo que ésta abre más el caudal del refrigerante y este aumenta hasta que la señal de sobrecalentamiento disminuye. En otras palabras, el caudal de entrada del refrigerante y su cambio en respuesta a la señal de sobrecalentamiento son dependientes del tiempo.

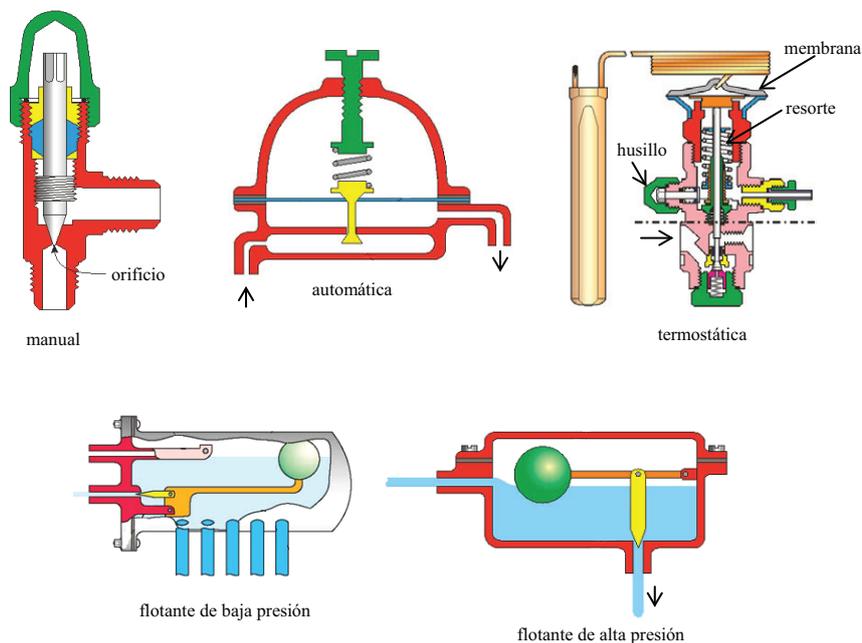


Fig. 2.9 Válvulas de expansión

Su funcionamiento es como sigue, [132]. Por una parte el caudal movido por el compresor está dado por:

$$\dot{m}_{r,comp} = \eta_v \cdot N \cdot V_G / v_{suc} \quad (2.15)$$

Por otra parte el caudal circulante por el evaporador es:

$$\dot{m}_{r,e} = \dot{Q}_e / (h_{ee} - h_{se}) \quad (2.16)$$

calculado a partir de la potencia térmica del evaporador y el salto entálpico en el mismo.

Finalmente, el caudal que atraviesa la válvula es:

$$\dot{m}_{r,v} = C_v \cdot A_0 \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_c - P_e)} \quad (2.17)$$

En el caso en que la temperatura (presión) de evaporación aumentase, el caudal por la válvula disminuiría, y lo mismo en el evaporador. Pero en el compresor aumentaría el rendimiento volumétrico y disminuiría el volumen específico del vapor en la aspiración, por lo que aumentaría el caudal del compresor. Por tanto, habría que aumentar el grado de apertura de la válvula de expansión. Esa apertura es la que consigue la TXV.

En cuanto al funcionamiento de la válvula hemos visto que si la carga se incrementa la válvula deberá abrir más, y el resorte componente de este equipo de desplazará de su posición de equilibrio anterior hasta la nueva al moverse el husillo. La Fig. 2.10 muestra la capacidad de refrigeración en función del grado de recalentamiento GR.

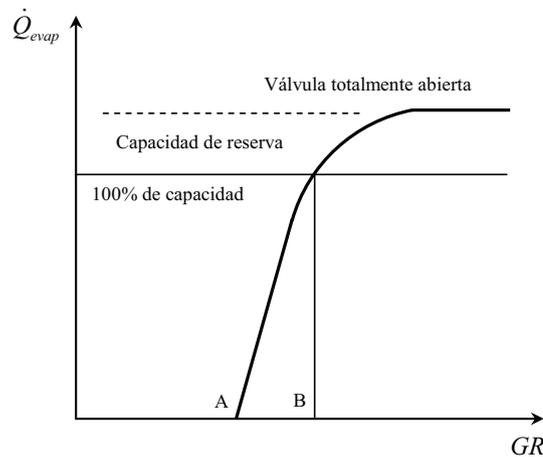


Fig. 2.10 Capacidad de refrigeración vs grado de recalentamiento.

El punto A de la Fig. 2.10 representa el grado de recalentamiento estático (generalmente ajustado en 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 hasta la capacidad nominal de la válvula se denomina recalentamiento de apertura, y está representado por la diferencia A-B. La suma del grado de recalentamiento estático y el de apertura es el recalentamiento de trabajo o máximo.

En la figura anterior se observa una capacidad de reserva por encima de la máxima. Muchas válvulas son seleccionadas por tener una capacidad de reserva por encima del tope, aunque esto se consigue solamente a costa de un grado de recalentamiento muy grande. De la gráfica se deduce que si estando la válvula completamente abierta la carga del evaporador aumenta aún más, el grado de recalentamiento incrementa rápidamente.

2.4 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LOS MODELOS DINÁMICOS

Hay trabajos muy completos sobre revisión bibliográfica referente a la modelización de sistemas de compresión de vapor. Los trabajos de Lebrun [47] y Bendapudi [84] proporcionan mucha información sobre trabajos significativos en este campo, y parte de lo que sigue se apoya en [84]. Vamos a revisar esa literatura así como los trabajos más recientes lo que nos orientará en las aportaciones a realizar.

Literatura que muestra interés por la predicción de los comportamientos dinámicos de los equipos para los procesos químicos se detecta ya hacia los años 50, [48,66]. Pero hay una serie de autores posteriores que son citados casi siempre en las revisiones bibliográficas de los artículos que se publican y en las referencias principales.

Wedekind juega un papel fundamental en el método de los límites móviles para el modelado de los sistemas de compresión de vapor. En 1966 y junto con Stoecker publica un trabajo sobre la respuesta transitoria del punto efectivo de transición de fase en los flujos en evaporación y condensación frente a aumentos y descensos en escalón del caudal del refrigerante [49]. Más tarde efectuó trabajos teóricos y experimentales sobre la respuesta transitoria y el movimiento oscilatorio del punto de transición (o de secado) [50, 51], demostrando que su posición fluctuaba, incluso en estado estacionario. Posteriormente propuso el uso de la fracción media de huecos para desarrollar un modelo para un sistema de compresión de vapor con cualquier tipo de intercambiador de calor con dos fases, consiguiendo así poder estudiar la zona bifásica con el detalle necesario y sin necesidad de utilizar la ecuación de conservación del momento, [85,126]. En [126], Beck describe un modelo de límites-móviles para una incompleta vaporización. Sin embargo, Mithraratne [52] afirma que los estudios de Wedekind pueden no ser aplicables a los intercambiadores en contra-corriente debido a la distribución de la carga de calor.

He X.D. et al., [89], estudiando un sistema completo de compresión de vapor, tratan de desarrollar un modelo adecuado para un control (multi-variable) de varios parámetros a la vez que permita controlar diferentes variables por separado, tales como la presión de evaporación y el grado de recalentamiento. Para ello, y en primer lugar, desarrollan el modelo completo empleando el método de los límites-móviles, pero considerando constante la fracción media de huecos (al igual que hace Wedekind [85]). El compresor lo modelan mediante la eficiencia volumétrica y compresión politrópica y

para la válvula de expansión toman la ecuación de un orificio. El sistema de ecuaciones obtenido (de orden 11.^o), es aplicable a cualquier sistema de compresión de vapor, aunque después, ese sistema queda reducido a otro de 4.^o orden más apropiado para el control y aplicable solamente a dinámicas de pequeña escala. Posteriormente He et al. [96], desarrollan un modelo de un evaporador con dos zonas, y muestran un modo de simplificar el modelo al eliminar los “estados” de la zona de recalentamiento por ser normalmente corta y contener solo una pequeña porción del refrigerante. El modelo dinámico de esa región se puede reemplazar por un modelo semiempírico.

Willatzen et al [90] y Petit et al. [97], en 1998 desarrollan un modelo general de límites móviles y parámetros agrupados que es de los pocos, hasta 2006, junto con el propuesto por Shah et al. en 2003 [125], que permite que la zona de vapor sobrecalentado aparezca o desaparezca, tratando así de modelar los transitorios intensos (alta escala). Debido a que el modelo de diferencias finitas (desarrollado primeramente por Gruhle e Isermann [53] y seguido luego por MacArthur y Grald [54] y por Yasuda et al. [55]), es computacionalmente caro y lento, tratan de aplicar el modelo de los parámetros concentrados y límites móviles (He et al. [56]), pero tropiezan con la dificultad de que tal modelo no prevé la posibilidad de que algunas zonas aparezcan o desaparezcan durante los transitorios intensos.

Como el estudio es general y aplicable tanto al evaporador como al condensador, es por lo que el intercambiador considerado tiene tres zonas, y por ello tienen que construir módulos de ecuaciones para cada una de las posibles combinaciones de estados del refrigerante, aunque restringen a cuatro los casos que se puedan presentar, es decir: líquido-bifásico-vapor, líquido-bifásico, solo bifásico, bifásico-vapor. No consideran la posibilidad “todo vapor” que podría darse en una puesta en marcha. Para el manejo de esas posibilidades utilizan un programa maestro.

Para resolver el problema obtienen un sistema de ecuaciones en forma explícita a partir del sistema de ecuaciones implícito debido a problemas con los programas disponibles para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas.

Para la zona bifásica emplean una fracción media de huecos que consideran prácticamente constante durante la operación, es decir, independiente de la longitud de las otras zonas.

El modelo se aplica a un refrigerador doméstico con el objetivo de optimizar el consumo de energía pero no se muestran resultados de validación.

El problema de la conmutación entre zonas empleando el método de los límites móviles es abordado posteriormente por otros autores como Zhang et al. [127], Mckinley et al. [99], Liang et al. [57] y Li et al. [92].

Las consecuencias del tipo de flujo considerado en el modelo de un intercambiador es analizado por Jakobsen et al, [109]. Para ello emplea un intercambiador co-axial en contracorriente al que aplica las ecuaciones de conservación de la masa, energía y momento en forma unidimensional y para cuya resolución emplea correlaciones empíricas para la caída de presión, coeficiente global de transmisión de calor y para la fracción media de huecos.

El software comercial Sinda/Fluent es utilizado aquí por ser apropiado para simular modelos con flujo homogéneo y de flujos separados (slip-flow); y para resolver el sistema de ecuaciones emplea una aproximación de diferencias finitas y parámetros concentrados. El método para reducir las ecuaciones básicas está dado en el manual del software y en el trabajo de Ploug-Soerensen et al. [58].

La validación que efectúan confirma que el modelo homogéneo predice una cantidad de refrigerante (y un volumen de la zona bifásica) menor que la real, por lo que debe emplearse el modelo de flujos separados cuando se requiere mayor precisión en el análisis.

Jensen et al. [114], mencionan la necesidad de desarrollar modelos de bajo orden (con bajo número de variables de estado), y por tanto rápidos y fáciles de linearizar, para poderlos usar con fines de control y optimización de sistemas. Para ello desarrollan un modelo basado en el método de los límites móviles para modelar flujos bifásicos, y lo aplican a evaporadores de expansión seca, si bien desarrolla un modelo general en el que se considera la posibilidad de que en la entrada se tenga líquido subenfriado. Las variables de estado son siete: las longitudes de las zonas de líquido subenfriado, de evaporación, presión de evaporación, entalpía de salida, y las tres temperaturas de las paredes del tubo.

Además, al obtener las ecuaciones de conservación de la energía en las paredes del metal asignan valores a la temperatura en el punto de separación entre las zonas según que la longitud de la zona esté aumentando o disminuyendo, (aplican el mismo procedimiento para las temperaturas en los extremos de la zona de condensación).

Afirman que en algunos test los tiempos de respuesta dependen de esas asignaciones pero no concretan ejemplos de esos resultados ni de la influencia sobre los resultados del modelo.

También mencionan un nuevo método para obtener la fracción media de huecos que se basa en el ritmo de evaporación [113] del refrigerante. Este método es relativamente fácil de emplear cuando la expresión del deslizamiento es constante o dependiente solo de la presión (caso de la correlación de Zivi, usada en muchos trabajos), pero se complica para otro tipo de deslizamientos.

En 2003, Shah et al. [125], desarrollan un modelo para un sistema complejo, subcrítico, con tres evaporadores. Para ello desarrollan un modelo no lineal para los intercambiadores del sistema estudiado. Para el condensador emplean tres enfoques para el desarrollo del modelo, uno basado en el método de las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales y límites móviles. Los otros dos enfoques se basan en el método de la energía, que se a su vez se basa en un trabajo anterior de Rasmussen [59], y en el que se usan ecuaciones explícitas de la disipación de la energía, las cuales se demuestra que son equivalentes. En este trabajo abordan el problema del modelado cuando existen acumuladores en las salidas del evaporador y condensador de modo que en el intercambiador pueden aparecer o desaparecer zonas. Simplifican la complejidad de métodos anteriores que tratan este problema de conmutación entre zonas al considerar un coeficiente de transmisión de calor del refrigerante variable dependiendo de la masa en el depósito receptor. En esta situación no se puede despreñar la fracción media de huecos, pues si así fuese se estaría suponiendo una cantidad de masa constante en la

zona bifásica, lo que no es el caso ni para el acumulador ni para el tramo bifásico del intercambiador.

Bendapudi et al. presentan en 2005 un modelo, junto con su validación, para un sistema con compresor centrífugo e intercambiadores inundados, [91]. El modelo emplea el método de los volúmenes finitos y estudia el impacto del número de volúmenes de control y de los pasos de tiempo (que organiza en varios niveles), en la precisión y velocidad de ejecución, y predice el comportamiento transitorio incluyendo la puesta en marcha.

En un principio emplea cuatro volúmenes de control para detectar correctamente el sobrecalentamiento, aunque finalmente necesita al menos quince para un correcto análisis y funcionamiento del sistema. Este es un trabajo importante para comparar entre sí los métodos de los volúmenes finitos y de los contornos móviles, lo que realizarán posteriormente (2008).

Zhang y Zhang, [127], son unos de los autores que, además de otros como Dhar and Soedel, [86], Shah et al [125] y Willatzen et al., [90], tratan de emplear el método del contorno móvil para describir procesos en que los que la zona de vapor recalentado aparece o desaparece, (sobre este problema incidirán posteriormente Mckinley y Alleyne [99] y Li y Alleyne [92]). En cuanto al deslizamiento, emplean el modelo de flujos separados empleando la correlación de Smith. Al analizar trabajos anteriores, especialmente de Petit et. al. [97], concluyen que las limitaciones de esos trabajos se deben a haber considerado una fracción media de huecos constante y una aproximación para la temperatura de la pared entre las zonas poco robusta. En cuanto a este último asunto y al igual que Jensen [113, 114] discuten el valor que se debe asignar a la temperatura del metal entre las zonas del intercambiador y proponen una nueva media ponderada para asegurar cambios suaves en esa temperatura ante cualquier tipo de variación de las longitudes de las zonas y también para cuando aparezca o desaparezca la zona de vapor sobrecalentado.

Cabe señalar que las limitaciones de los trabajos mencionados se observa porque la entalpía en la salida del evaporador cambia de manera abrupta en el caso de Petit, mientras que en el de Zhang ese cambio es suave. Por ello, con el fin de ampliar la robustez del método de contorno-móvil, y refiriéndose a un evaporador de expansión seca, utilizan la fracción de huecos dependiente del tiempo (correspondiente a la correlación de Smith) y aplican métodos numéricos para integrarla y obtener la fracción media, que simplemente consiste en calcular el valor medio de la fracción local de huecos para diez puntos de la zona bifásica. Además incorporan la nueva media ponderada para la temperatura. No obstante toman un valor constante para la presión en las simulaciones; no muestran de manera específica las consecuencias de la aproximación para la temperatura de la pared, y tampoco proporcionan una validación de los resultados, pues solo estudian un caso cuantitativamente.

Como ejemplo de modelos dinámicos basados en el método de los volúmenes finitos podemos considerar los dos trabajos siguientes relativos a un evaporador y a un condensador: Un modelo parcial del sistema de compresión de vapor es el realizado por Llopis et al., [60], en el que desarrollan un modelo dinámico de un evaporador de carcasa-tubos basado en método de la evolución de los volúmenes de control. El compresor es de tipo abierto. El propósito del modelo es el de ser general y de fácil

adaptación a cualquier tipo de evaporador, y con cualquier tipo de refrigerante, bien puro o bien una mezcla zeotrópica. El siguiente modelo parcial sobre el sistema de compresión es el realizado también por Llopis et. al., [61], sobre un condensador del tipo carcasa tubos donde al contrario que en el evaporador, el refrigerante fluye por el exterior de los tubos y el fluido secundario por el interior. El modelo representa el almacenamiento de masa y energía de refrigerante en el condensador así como la capacidad térmica de la carcasa y los tubos, y contempla la temperatura ambiente por su influencia sobre aquella, siendo su propósito el mismo que en el caso anterior del evaporador.

Bendapudi et al., [83], efectúan un estudio comparativo, de un sistema con compresor centrífugo, del comportamiento del sistema en las puestas en marcha y transitorios con cambio de carga. Los intercambiadores son inundados y de carcasa-tubos. La comparación es entre los tipos de modelos que más se usan, a saber, el de las diferencias finitas (o volúmenes finitos) y el de los contornos-móviles [83], y para ello se basan en un estudio anterior [91]. El interés por el modelo se basa en el desarrollo de controladores. Confirmando los ya adelantado por Willatzen y Petit [97], resaltan la necesidad de saber de antemano los modos de funcionamiento en que se pueden encontrar los intercambiadores en cuanto al número de zonas, pues al variar, el número de ecuaciones a resolver cambia de manera discreta.

El evaporador puede tener una o dos zonas, mientras que el condensador puede tener una, dos o tres zonas, y el cambio de una configuración de zonas a otra, en el que una de ellas aparece o desaparece, se considera un suceso. La manera de detectar un suceso es por el cambio del valor de la entalpía en la entrada o salida del intercambiador según que supere o pase a ser menor que el valor de la entalpía del vapor o líquido saturado. El sentido del suceso, es decir, si aparece o desaparece una zona se detecta por el sentido en que cambia dicha entalpía. Después se explica cualitativamente la manera de tratar numéricamente el problema y la manera de conmutar entre un grupo de ecuaciones a otro, especialmente cuando algunas de las variables (estados) vuelven a aparecer; esto es importante para evitar discontinuidades numéricas, y se consigue mediante una correcta inicialización de las variables que reaparecen, en particular las longitudes de las zonas, aunque no entra en detalles.

Estos autores muestran gráficas sobre las predicciones de los estados estacionarios usando las dos formulaciones. Se muestra que las dos describen muy bien la evolución de las presiones y temperaturas del agua en la salida de los intercambiadores. En cuanto a las predicciones en modo dinámico, analizan las correspondientes a las presiones, temperaturas del fluido secundario, potencia del motor, sobrecalentamiento y subenfriamiento. Los resultados son casi idénticos excepto para el subenfriamiento. Se ve que el modelo de los volúmenes finitos es más preciso que el de los límites-móviles, y que si bien dan resultados muy similares, la diferencia entre los dos modelos es muy significativa cuando hay cambios intensos en la carga, pero sin que por ello aparezcan o desaparezcan zonas. Las diferencias entre los dos métodos la atribuyen a que emplean el modelo homogéneo (que sobrevalora la fracción hueca [109]), lo que también es corroborado por Feenstra et al. [65], quienes concluyen que el modelo homogéneo sobreestima hasta un 25% la fracción hueca para calidades del vapor de 0.1 y hasta un 80% para calidades de 0.01. No obstante, esto tiene menos repercusión cuando se aplica el modelo de los volúmenes finitos debido a su mayor

precisión, lo que justifica que el primer método sigue mejor las variaciones de la temperatura real que el segundo.

Además se extienden en explicar las razones por las que adoptan las suposiciones simplificadoras, y la validación es efectuada en un sistema con compresor centrífugo de 300 kW usando el refrigerante R134a.

Comprueban que la ejecución del código del modelo de los límites móviles es unas tres veces más rápido que el de los volúmenes finitos.

Casi al mismo tiempo que Bendapudi et al. [83], Mckinley y Alleyne [99] abordan también el problema de desarrollar un modelo basado en los límites-móviles, que sea útil para control y diagnóstico en un sistema de compresión de vapor subcrítico, y con acumuladores a la salida de los intercambiadores. Se centran en el modelo para el condensador pero se puede extender también al evaporador. El objetivo del modelo es que refleje correctamente el comportamiento estacionario y transitorio, y en relación con éste, que no tenga singularidades cuando aparecen o desaparecen zonas. Además tratan de que sea útil no solo para tubos circulares.

Al igual que en trabajos anteriores, Jensen [114], y Zhang [127], aplican el modelo de la velocidad del punto de separación entre zonas adyacentes para asignar un valor a la temperatura de la pared en ese punto.

Para evitar las singularidades cuando se pasa de una configuración (representación) del intercambiador a otra es necesario introducir algunas modificaciones en las ecuaciones. Así, en el caso en que desaparece la zona de líquido subenfriado las ecuaciones de conservación correspondientes no están activas pero la ecuación explícita para la conservación de la temperatura (media) de la pared en esa zona se debe sustituir por una ecuación diferencial lineal (ecuación de pseudo-estado), que permita obtener un valor razonable para esa temperatura en cuanto la zona vuelva a estar activa. Por la misma razón define una ecuación de diferencial lineal por la entalpía (media) en esa zona.

También explica los criterios para conmutar entre representaciones, para lo cual se basa, por una parte, en la valoración de la longitud (normalizada) de la zona de subenfriamiento, y por otra, en la diferencia entre el valor de la fracción media de huecos, γ , y el valor de esa fracción media en condiciones de equilibrio, γ_{TOT} , es decir, cuando la condensación es completa. De esa manera, cuando se trata de conmutar de tres a dos zonas (sin la de subenfriamiento) el criterio es que se detecte que la tercera zona es menor que un valor mínimo y que además está disminuyendo. Y para conmutar de dos a tres zonas se compara el valor de la fracción media de huecos con γ_{TOT} . Si γ es menor que γ_{TOT} es mayor de lo debido y si rebasa un valor mínimo establecido entonces el modelo conmuta de dos a tres zonas.

El modelo es validado en un sistema de compresión de vapor usando R134a y agua glicolada como fluido secundario. Todo el sistema se modela usando el Thermosys, que es una toolbox de Matlab/Simulink.

Dos trabajos recientes son los de Li y Alleyne [92] y Liang et. al. [57], que están en la misma línea que Dhar y Soedel [86], He et. al [96], Willatzen et al. [90], Jensen y

Tummescheit [98], Shah et al [125], Zhang y Zhang [127], Bendapudi et al. [83], Mckinley y Alleyne [99], Kumar et. al. [62], todos ellos tratando de desarrollar un modelo en el marco del método de los límites-móviles que refleje fielmente los cambios de configuración en los intercambiadores cuando aparecen o desaparecen zonas durante los transitorios intensos (de alta escala).

En el trabajo de Li y Alleyne [92] el modelo mantiene una estructura constante pero sirve para diferentes representaciones. Es por tanto una ampliación del trabajo arriba comentado de Mckinley y Alleyne [99] y trata que el modelo acomode cinco representaciones (o modos) para el condensador y dos para el evaporador. La diferencia principal con los trabajos anteriores consiste en las elecciones para la estructura del modelo y en los criterios para la conmutación. Además utiliza algoritmos como los de Graebe y Ahlen [63] de modo que los estados inactivos son obligados a seguir la pista de los estados activos para tener condiciones de inicialización adecuadas cuando vuelven a activarse. Con los nuevos esquemas de conmutación que aplica se asegura la conservación de la masa de refrigerante.

La validación es efectuada modelando el ciclo de compresión de vapor en Thermosys para simular ciclos de marcha-paro con operaciones de desconexión y conexión del compresor. El sistema consta de intercambiadores con tubos aleteados acumuladores de refrigerante un compresor semi-hermético y varios dispositivos de expansión. Se consideran dos casos para verificar la capacidad del modelo para representar la puesta en marcha y paro del sistema de compresión de vapor. En el primer caso se efectúan cambios en escalón de la velocidad del compresor y en la apertura de la válvula de expansión (electrónica). En el segundo caso solo se efectúan cambios en la velocidad del compresor.

También es reciente el estudio de Liang et al., [57], sobre la simulación dinámica de un sistema de refrigeración de capacidad variable, en el que el evaporador puede ser de tipo inundado o de expansión seca. El equipo empleado es un compresor de velocidad variable, una válvula de expansión electrónica y un evaporador inundado con aletas. Las suposiciones simplificadoras son las típicas para el caso del método de los límites-móviles, por lo que tampoco en este caso se emplea la ecuación del momento en las ecuaciones de conservación. El coeficiente de película externo para la pared del intercambiador empleado en las ecuaciones de conservación de la energía está dado por la correlación para tubos aleteados y corrugados.

El modelo aborda la problemática de las situaciones anormales en las que la zona de sobrecalentamiento desaparece debido a fallos en el control tras cambios abruptos en los parámetros externos.

Es un modelo simple, que carece de los detalles mostrados por Bendapudi et al. [83] y Li y Alleyne [92] en cuanto a técnicas para conmutar de una representación con dos zonas a otra con solo una, y viceversa, (no obstante de las gráficas se deduce que al menos la temperatura de recalentamiento y la presión de evaporación se pueden simular bastante bien). Para ello plantea los dos grupos ecuaciones correspondientes a cada una de las situaciones tras efectuar el desarrollo típico de las ecuaciones de conservación y la solución que plantea es la conmutación entre los dos grupos de ecuaciones basándose en el valor de la entalpía en la salida del evaporador.

Para la validación se basa en las temperaturas de evaporación y condensación, el grado de recalentamiento y el caudal del refrigerante. Se observa en las gráficas que el grado de recalentamiento se hace cero cuando la segunda zona desaparece y que la presión de evaporación se ajusta bastante bien al valor real tanto cuando existe esa zona como cuando no.

2.4.1 CONCLUSIONES DE LA REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Seguidamente resumimos las orientaciones y objetivos de este trabajo doctoral que se desprenden de la revisión bibliográfica efectuada.

- 1) Cuando se comparan entre sí los diferentes modelos dinámicos se concluye que el modelo de los límites-móviles (LM) y parámetros concentrados es el que proporciona mayor rapidez de ejecución junto con una precisión casi tan buena como la del método de los volúmenes finitos (VF), siendo apropiado tanto para diseño como para control y predicción. Por ello es que en este trabajo doctoral nos centramos en este tipo de modelo.
- 2) En la literatura revisada, que por lo dicho en el párrafo anterior está orientada principalmente hacia los modelos LM, se hace referencia a la fracción media de huecos empleada, siendo su incorporación por Wedekind [49] uno de los puntos clave en el desarrollo de los modelos dinámicos. Es frecuente considerar que la presión de condensación y/o de evaporación varían poco así como las condiciones del refrigerante en la entrada y salida de la zona bifásica, por lo que (como demostró Wedekind) la fracción media de huecos puede ser considerada casi constante, y por tanto se puede prescindir de su derivada en las ecuaciones de conservación.

En cuanto a la fracción media de huecos empleada se recurre con frecuencia a la obtenida mediante la correlación de Zivi para el deslizamiento, y menos veces a otras expresiones: en particular, la de Jensen no aparece en las últimas relaciones de correlaciones revisadas, [112]. Por ello, una aportación consistiría en comparar los resultados del modelo dinámico obtenidos con las expresiones usuales de la fracción media de huecos (deducidas a partir del modelo de la fracción de áreas o volúmenes ocupados por el gas del refrigerante), y los obtenidos con la expresión dada por Jensen [113]. Y otra aportación (que se deduce de la anterior), sería comparar los resultados del modelo incorporando en las expresiones anteriores de la fracción media de huecos las posibles diferentes expresiones para el deslizamiento.

En cuanto a lo dicho sobre el empleo de la derivada de la fracción media de huecos aplicada, se ve que en la medida en que se buscan modelos más robustos, y en particular, cuando se quiere estudiar los transitorios derivados de la aparición o desaparición de zonas en los intercambiadores, es necesario incluir en las ecuaciones del modelo dicha derivada. Ejemplos de análisis sobre las consecuencias de no emplear una fracción media de huecos variable con el tiempo se encuentran en los trabajos de Zhang [127] y Bendapudi [83]) cuando se refieren al estudio de Petit [97] y observan discontinuidades en los resultados.

Lo anterior se refiere a la salida del evaporador y a la problemática referente a la aparición y desaparición de zonas; pero en cuanto a la entrada (en particular del evaporador), las posibles situaciones están menos contempladas. Es decir, en la

literatura revisada se considera que lo usual es que el refrigerante entre en el equipo con una pequeña calidad para el vapor, o que sea líquido subenfriado, (calderas de un solo paso, o evaporadores inundados, [113]). Pero también cabría contemplar la situación en que la entalpía en la entrada del evaporador estaría oscilando no ya por un subenfriamiento (variable) del refrigerante en la salida del condensador sino por causa de un subenfriamiento adicional (efectuado entre la salida del condensador y la válvula de expansión, y oscilante), que provocaría variaciones de la calidad del vapor entre 0 y 0.2-0.3. En este caso, no solo ya no sería casi constante la condición del refrigerante en la entrada, sino que además estaría en una región donde la fracción media de huecos varía significativamente (y por tanto sus variaciones respecto del tiempo, como se comenta en el capítulo 3). Un ejemplo de una tal situación se da en la industria cuando se aprovecha el refrigerante a la salida del condensador con una temperatura de unos 30-35°C para evaporar CO₂, (almacenado en estado líquido a -20°C y unos 20 bar), con lo que al subenfriarlo se obtienen mejoras significativas en la eficiencia de la instalación (descrita en [38]) y ahorros de energía considerables, (en el Anexo C se describe brevemente una instalación de subenfriamiento de amoníaco mediante la evaporación de CO₂). Tal instalación podría ser incorporada en sistemas de compresión de vapor como los descritos por Bendapudi [83], con un compresor es de 300 kW, y en los descritos por Browne y Bansal [64] con compresores de 300 y 650 kW.

Por tanto, y para cubrir la posibilidad de trabajar en la zona donde la calidad oscila entre 0 y 0.3¹, conviene incorporar la derivada de la fracción media de huecos en el modelo, (al decir esto estamos suponiendo implícitamente que, en principio, no vamos a tratar con la el modelo de flujo homogéneo, (que según la literatura, induce a errores significativos [109, 65]), excepto en la medida que queramos efectuar comparaciones usando diferentes expresiones de la fracción media de huecos). Aprovechando esta circunstancia, se pueden comparar los resultados de los modelos tanto sin derivada como con ella, y eso tanto en caso de la fracción media de huecos estándar como para la proporcionada por Jensen. Es decir, que la incorporación de la derivada tiene sentido en nuestro caso por dos razones: a) por poder estar en una situación de alta variabilidad de la calidad del vapor en la entrada del evaporador y b), por no trabajar con una presión constante (en particular de condensación), lo que como veremos, también afecta al valor de la fracción media de huecos.

- 3) Se observa que en algunos modelos revisados se emplea la derivada de la fracción media de huecos para analizar los transitorios que se dan cuando la zona bifásica sale o entra del intercambiador, (utilizando además nuevas técnicas de conmutación entre las distintas posibles representaciones). Pero esas instalaciones disponen de acumuladores en la salida de los intercambiadores, lo que no existe en nuestro equipo. Por ello nuestro objetivo no es modelar (incorporando la derivada de la fracción media de huecos) para analizar esas situaciones, pero sí para comprobar que se obtiene un resultado más preciso, lo que al menos debe suceder para las variaciones en la entrada antes dichas y ante variaciones sensibles en la presión. El modelo sería también un modelo abierto y más desarrollado para cubrir esas posibilidades en un futuro. Para ello habría que incorporar en el programa las técnicas de conmutación a las que hechos hecho referencia [92,125], y añadir las necesarias para la zona de líquido subenfriado en la entrada del evaporador.

¹ Hemos optado por indicar los decimales con punto en lugar de con coma debido por disponer de datos que utilizan esa notación.

- 4) Debido a las referencias que hacen Jensen [98], Zhang [127] y Mckinley [99], sobre la conveniencia de usar las aproximaciones para la temperatura de la pared en los puntos de separación de las zonas, y debido a que además no muestran gráficas donde comprobar las diferencias entre usarlas y no usarlas, es por lo que prepararemos el código para emplear cualquiera de esos modelos y tratar de ver las diferencias y mejoras y en qué situaciones son más evidentes.
- 5) En muchos trabajos se hace referencia al uso de librerías dinámicas como Refprop. Pero por lo comentado sobre el requisito de velocidad del modelo, emplearemos ecuaciones de ajuste obtenidas por nosotros a partir de la librería dinámica de Refprop con objeto de ganar en rapidez de ejecución del código.
- 6) En cuanto a las suposiciones simplificadoras, algunos estudios [60, 61, 83] muestran cuándo se puede prescindir de incluir en los balances de energía a las carcassas de los intercambiadores: en el caso del evaporador está justificado al estar aislado, y en el condensador por ser la cantidad de calor transferida al exterior pequeña en comparación con el total.
- 7) Si bien hay trabajos donde emplean modelos linealizados y de bajo orden debido a que el objetivo es diseñar controladores, nosotros no linealizaremos nuestro modelo por no ser nuestro actual objetivo el diseño de equipos para control.

2.5 APLICACIONES DEL MODELADO EN LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN DE VAPOR

El objetivo general que se encuentra cuando se revisa la literatura encontrada sobre modelización dinámica es el de obtener información sobre las variables internas y su comportamiento durante los transitorios, pues ya desde los años cincuenta estaba clara la necesidad de desarrollar instrumentos precisos y rápidos para el control de procesos industriales [66], lo que requería el uso de formulaciones dinámicas del problema. La información que se obtiene con esta formulación se usa principalmente para lo siguiente [13]:

- (1) mejorar los componentes, MacArthur, [67], pues las respuestas transitorias se ven afectadas por las dimensiones, estructuras, caudales y ensuciamiento, lo que puede proporcionar indicaciones sobre modificaciones de diseño e incluso sobre los modos de operar los equipos;
- (2) la teoría dinámica puede aplicarse al diseño de un solo elemento [32] o de todo el sistema [34];
- (3) diseño de controladores y desarrollo de la estrategia de control, Nyers and Stoyan [68], He et al [96], Tashtoush et al. [69], pues del análisis dinámico (en la fase de diseño) se pueden obtener relaciones entre las entradas y salidas, y con ello se tienen las bases para el diseño de los controladores con una mayor eficiencia frente a perturbaciones; con la mejora consiguiente en

las estrategias de control se reduce el consumo de energía y mejora del ambiente controlado;

- (4) formular la detección de fallos y elaborar metodologías de diagnóstico, Clarke et al. [70], Wang and Xiao [71], Keir and Alleyne, [118]; esto es debido a que el análisis dinámico puede predecir respuestas transitorias a cualquier alteración y revelar los efectos de uno o varios factores sobre aspectos transitorios de los intercambiadores [72], pues es capaz de imitar la operación de la instalación, realizar diagnósticos de accidentes y analizar las medidas preventivas contra ellos;
- (5) permite analizar la eficiencia energética de instalación [73], debido a la capacidad que tiene el análisis dinámico de simular tanto los estados estacionarios como los dinámicos; esto se puede conseguir porque la simulación dinámica incluye ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que describen los balances de masa y energía, y con ello se puede optimizar el diseño y desarrollar un control óptimo; otro ejemplo es el trabajo de Tashtoush [69], y Ge [24], quienes utilizan el método de zonas (parámetros concentrados) para desarrollar un modelo dinámico de un sistema HVAC.

2.6 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se ha revisado el estado del arte relativo al modelado de los sistemas de compresión de vapor, bien de sus componentes o del sistema completo. Dentro de la clasificación general de los sistemas hemos comenzado por describir los modelos físicos y los empíricos (o de caja negra). Estos modelos pueden referirse a procesos estáticos o dinámicos, siendo éstos los que elegimos para modelar la instalación bajo estudio. Los modelos dinámicos, a su vez, pueden desarrollarse empleando distintos enfoques, cada uno con sus ventajas e inconvenientes, habiéndonos decantado por el método de los límites-móviles por combinar la precisión de los resultados y la rapidez de ejecución.

Si bien hemos efectuado una breve revisión de los modelos estáticos, la parte principal del capítulo es la revisión bibliográfica sobre el modelado físico dinámico de sistemas de compresión de vapor y sus aplicaciones en distintas áreas. La revisión pone de manifiesto que el modelado de dichos sistemas requiere conocer una serie de características de los elementos constituyentes con las cuales definir el comportamiento de los elementos del sistema.

Tras las revisiones efectuadas y como continuación de trabajos anteriores sobre modelos experimentales y estacionarios la aportación de esta tesis doctoral está orientada hacia el desarrollo y validación de un modelo físico dinámico. El modelo empleará datos de la instalación fácilmente obtenibles, y desde un punto de vista práctico servirá para conocer el comportamiento dinámico de la instalación bajo condiciones de trabajo variables, con todas las ventajas que supone el modelado dinámico. También será una herramienta útil para predecir y por tanto diseñar los efectos de un posible subenfriamiento adicional del refrigerante tras la salida del condensador, con importantes aplicaciones en la industria y en el campo del ahorro de

energía, especialmente en instalaciones grandes. Además permitirá determinar qué expresiones de la fracción media de huecos (en particular de las correlacionadas con el deslizamiento) serán las que mejor resultado den en el modelo.

Capítulo 3. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DINÁMICO

3.1 OBJETIVOS

Después de la descripción efectuada en el capítulo anterior sobre los distintos tipos de modelos aplicados a los sistemas de producción de frío por compresión de vapor, en este capítulo vamos a describir detalladamente la topología planteada en el modelo dinámico propuesto y las principales ecuaciones del mismo, centrándonos en la caracterización de cada uno de los componentes del sistema de compresión de vapor.

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

El propósito del modelo dinámico presentado aquí consiste en utilizar los parámetros de entrada, que son fácilmente obtenibles por parte del usuario de la instalación, con el fin de analizar y evaluar los transitorios que aparecen en el sistema tras los cambios en aquellos. Además, el modelo también debe poder describir el comportamiento del sistema cuando se encuentre en estado estacionario.

La Fig. 3.1 esquematiza el planteamiento del modelo: por una parte se indican las entradas del modelo como son los caudales y temperaturas de los fluidos secundarios al evaporador y condensador, así como el régimen de giro del compresor y el grado de recalentamiento estático; por otra parte se indican las salidas, como son las temperaturas de salida de los fluidos secundarios, las presiones de evaporación y condensación, capacidades, potencia consumida y eficiencia energética de la instalación.

Las expresiones matemáticas empleadas para la caracterización de los componentes del modelo se han programado en Matlab. Los sistemas de ecuaciones de cada componente del modelo se pueden programar de forma sencilla y posteriormente se pueden acoplar adecuadamente para obtener el modelo de la instalación completa.

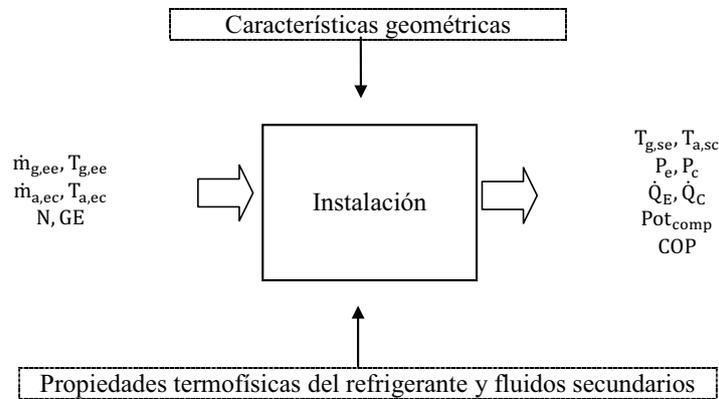


Fig. 3.1 Esquema del modelo físico global

El resto del capítulo se organiza como sigue. En la sección 3.2 se mencionan los aspectos generales del modelo y en la sección 3.3 se describen los aspectos de la topología general empleada para el desarrollo del modelo físico global. En las secciones posteriores se describe detalladamente la caracterización de cada uno de los componentes que conforman el sistema. En el último apartado 3.9 se describe el acoplamiento efectuado entre las partes en que se descompone el sistema de elementos que componen la instalación.

3.2 ASPECTOS GENERALES DEL MODELO

En el modelo físico dinámico que se presenta en este capítulo se han considerado los siguientes aspectos involucrados en el desarrollo del modelo y que influyen en el comportamiento del sistema:

- El banco experimental empleado para este trabajo se muestra esquemáticamente en la Fig. 3.2, donde se representan los estados termodinámicos considerados para los análisis efectuados. Aquellos representan también las entradas y salidas de cada componente.
- En cada uno de los puntos descritos en la figura anterior se tienen sondas de temperatura y transmisores de presión para la medida continua de sus valores con los que determinar los estados termodinámicos.
- Antes de la válvula de expansión se efectúa la medida del caudal másico del refrigerante, y se considerará que es constante a lo largo del circuito de compresión de vapor.
- Se ignora la presencia de lubricante en el refrigerante para los cálculos de las diversas propiedades termodinámicas.

- El banco experimental trabaja con fluidos secundarios en los intercambiadores de calor. En el evaporador se emplea agua glicolada con una concentración del 30% y en el condensador se usa agua de la red.
- El refrigerante empleado es R134a.
- El evaporador se encuentra aislado, pero el condensador está expuesto al aire ambiente.
- Se desprecian las pérdidas de carga en el sistema.

En el esquema de la Fig. 3.2 se aprecian los cuatro componentes principales del ciclo simple de compresión de vapor unidos a través de las diferentes líneas. En los intercambiadores de calor se representan también los circuitos de los fluidos secundarios.

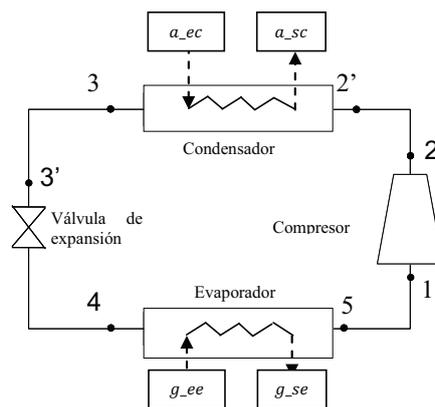


Fig. 3.2 Esquema simplificado del sistema de compresión de vapor

En la Fig. 3.3 se presenta una visión general del flujo de información dentro del modelo del sistema, en la que se ven las entradas y salidas de cada componente del sistema indicadas por flechas discontinuas finas; las de trazo grueso son las entradas globales del sistema, y las continuas indican el flujo del refrigerante.

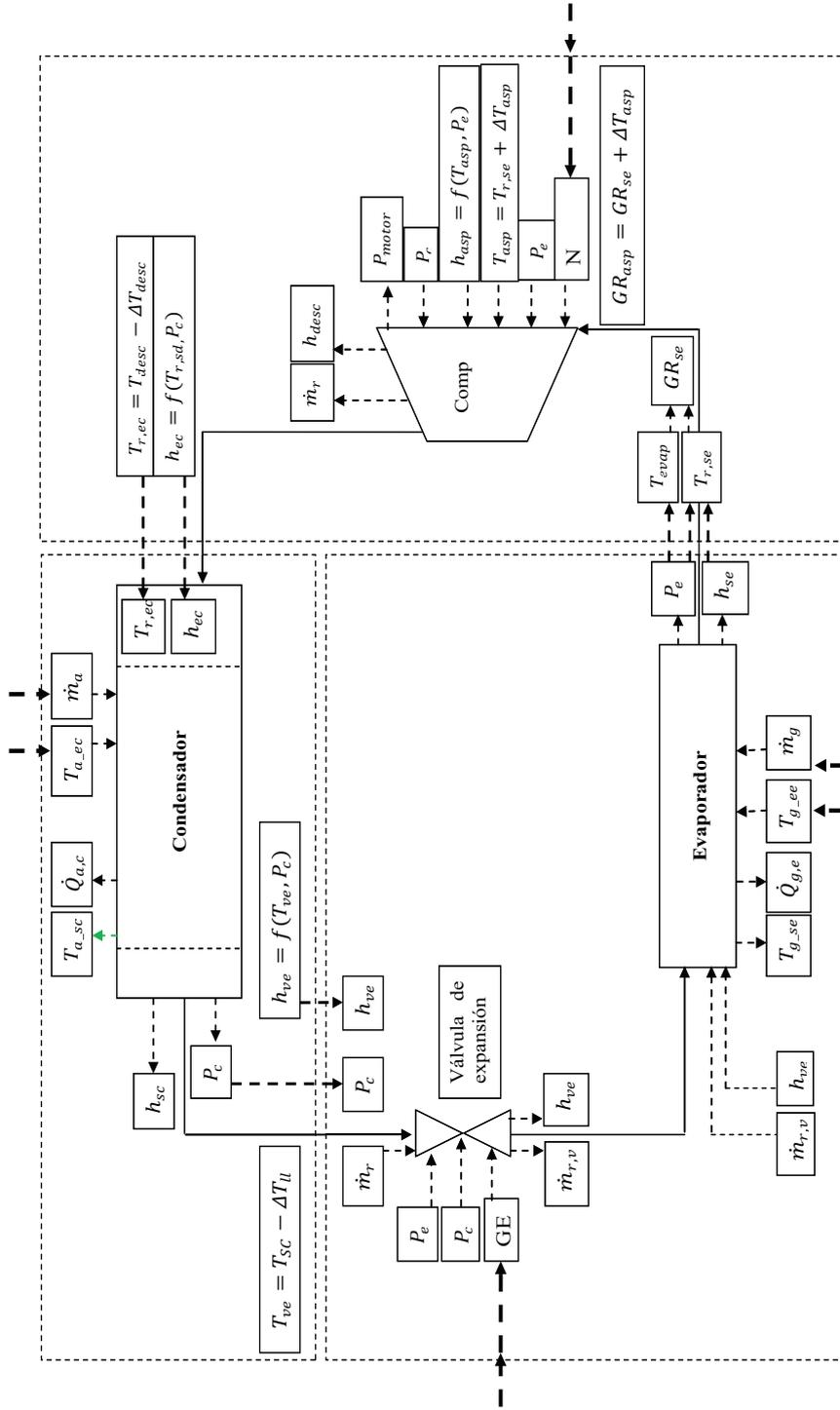


Fig. 3.3 Diagrama de flujo de información en el modelo

3.3 METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL MODELO

La metodología general para el desarrollo del modelo presentado en este trabajo considera varios aspectos:

- a) Obtención de datos experimentales Instrumentación del banco de pruebas
- b) Modelado físico de cada componente del ciclo de compresión de vapor
- c) Utilización del software Matlab para el modelado y simulación del sistema
- d) Estrategia de simulación de cada componente y grupos de componentes
- e) Acoplamiento de los submodelos entre sí.

3.4 MODELO DE LOS EQUIPOS DE CAUDAL MÁSIICO DEL REFRIGERANTE

La válvula de expansión y el compresor son dispositivos que actúan sobre el caudal del refrigerante. De acuerdo con estudios anteriores,[74], la dinámica de los equipos relacionados con el caudal másico es, usualmente, de un orden de magnitud superior que la del sistema de compresión de vapor, el cual se desarrolla en segundos o incluso minutos. Por ello, la constante de tiempo de la dinámica dominante en la válvula y en el compresor es más rápida que la correspondiente a los intercambiadores de calor. Esta diferencia entre las escalas de tiempo es lo que permite emplear para las válvulas de expansión y los compresores de los modelos dinámicos las expresiones de los modelos estáticos, las cuales predicen el caudal y entalpía del refrigerante. En lo que sigue vamos a mostrar los modelos utilizados en nuestro caso para esos dos elementos.

3.4.1 MODELO DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

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, y para ello se emplean dos relaciones algebraicas. Suponiendo que la expansión es isoentálpica y que por tanto:

$$h_{\text{válvula,entrada}} = h_{\text{válvula,salida}} \quad (3.1)$$

El caudal másico a través de este componente puede ser obtenido mediante la ecuación (3.2), que ya vimos en la (2.17), y que es la estándar para el flujo a través de un orificio, [75, 76, 77]:

$$m_r = C_v A_o \sqrt{2\rho_l(P_c - P_e)} \quad (3.2)$$

donde P_e y P_c representan las presiones de condensación y evaporación. El coeficiente de flujo C_v depende del grado de apertura de la válvula, tomando un valor máximo cuando la válvula está totalmente abierta, es decir, cuando la válvula trabaja a su máxima capacidad. A_o se considera como la mínima área a través del orificio, que generalmente no coincide con la sección recta del orificio. Ambas variables son de difícil evaluación por separado, por lo que se define un nuevo parámetro que incluye estas dos variables, k_A , o constante característica [m^2], con lo que la ecuación (3.2) queda:

$$m_r = k_A \sqrt{\rho_l (P_{in} - P_{out})} \quad (3.3)$$

El coeficiente de descarga, k_A , se puede determinar con los datos del fabricante, y corresponde a la condición en que la válvula está completamente abierta:

$$k_A = \frac{\dot{m}_{r,cat}}{\sqrt{\rho_l (P_{in} - P_{out})}} \quad (3.4)$$

Las válvulas de expansión se caracterizan por una correlación general, [77]
:

$$k_A = A_k + B_k T_{evap} \quad (3.5)$$

donde los coeficientes A_k and B_k para la válvula de nuestro caso son $2.433 \cdot 10^{-6} m^2$ and $4.857 \cdot 10^{-8} m^2 \cdot ^\circ C^{-1}$ respectivamente, [78].

En condiciones normales de operación la válvula de expansión está parcialmente abierta, por lo que el flujo real a través del equipo es una fracción del máximo y viene dado por la ecuación (3.6):

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,cat} \frac{GR - GE}{GR_{max} - GE} \quad (3.6)$$

donde GR es el grado de recalentamiento en la salida del evaporador, y GE es el grado de recalentamiento estático, que puede ser ajustado mediante el husillo de ajuste. Tanto GE como GR_{max} se obtienen de los datos del fabricante, pero podemos emplear una correlación experimental para GR_{max} en función de GE que viene dada en la ecuación (3.7), [78]:

$$GR_{max} = -0.75 + 1.75 \cdot GE \quad (3.7)$$

3.4.2 MODELO DEL COMPRESOR

El modelo del compresor se diseña para predecir un amplio rango de condiciones de operación. Los parámetros calculados son: temperatura de descarga, caudal másico y el consumo de energía. La caracterización se realiza en base a conceptos físicos y correlaciones empíricas de las eficiencias volumétrica y combinada, [79], basadas a su vez en las presiones de operación, en la velocidad del compresor y en el grado de recalentamiento (se supone que el refrigerante está en el mismo estado a la salida del evaporador y en la entrada del compresor).

Para el cálculo de la temperatura de descarga T_{desc} consideramos que los procesos de compresión y expansión son procesos politrópicos, por lo que dicha temperatura se puede expresar mediante la ecuación (3.8),

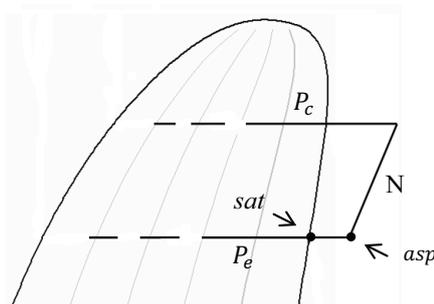
$$T_{desc} = T_{asp} \left(\frac{P_{desc}}{P_{asp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.8)$$

El valor del exponente politrópico, k , presente en la ecuación (3.8) es considerado como constante en nuestro modelo [77]. A partir de los datos experimentales y de la propia ecuación (3.8) es posible estimar el valor del exponente. Observando experimentalmente que no existe una variabilidad considerable en la magnitud del exponente, se puede 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, [78].

Para predecir el caudal másico de refrigerante se emplea la ecuación (3.9):

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v V_G N}{v_{asp}} \quad (3.9)$$

La eficiencia volumétrica η_v depende de los parámetros básicos de operación mostrados en la Fig. 3.4:



$$\rho_{asp} = f(T_{asp}, P_{asp})$$

$$\rho_{asp} = f(GR, P_e)$$

$$\dot{m}_r = f(\rho_{asp}, N, rp)$$

$$rp = f(P_e, P_c)$$

$$\eta_v = f(P_e, P_c, N, GR)$$

Fig. 3.4 Parámetros que influyen en la eficiencia volumétrica

Con objeto de caracterizar el rendimiento volumétrico, η_v , se emplea una correlación experimental [75, 80], dada en (3.10):

$$\eta_{v1} = a_0 - a_1GR + a_2GR^2 + a_3N - a_4N^2 - a_5rp + a_6rp^2 - a_7GR \cdot N - a_8GR \cdot rp + a_9N \cdot rp \quad (3.10)$$

La eficiencia volumétrica está en función de cuatro parámetros característicos, los cuales son datos que se obtienen experimentalmente en la instalación. Mediante un análisis de regresión lineal se obtienen los grados de correlación parciales de los mismos que se indican en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1 Grados de correlación de los parámetros de η_{v1}

| Parámetros | R ² (%) |
|------------------------------|--------------------|
| Relación de compresión, rp | 63.33 |
| Grado de recalentamiento, GR | 6.12 |
| Velocidad del compresor, N | 36.26 |

El grado de correlación para la eficiencia volumétrica es $R^2 = 94.21\%$, y los coeficientes de (3.10) se dan en la Tabla 3.2:

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 |

En (3.11) tenemos otra correlación experimental para la eficiencia volumétrica [20]:

$$\eta_{v2} = 0.73341 - 0.00003062 \cdot N + 0.04561 \cdot P_e - 0.01237 \cdot P_c \quad (3.11)$$

Para calcular la potencia consumida por el compresor se utiliza (3.12):

$$\text{Pot}_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_r W}{\eta_{\text{comb}}} \quad (3.12)$$

donde W es el trabajo específico por ciclo del compresor que viene dado por (3.13):

$$W = \frac{k}{k-1} P_{asp} V_{asp} \left[\left(\frac{P_{desc}}{P_{asp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.13)$$

El rendimiento combinado, η_{comb} , incluye las ineficiencias de transmisión y electromecánicas, así como las que ocurren en el interior del compresor como resultado del rozamiento. Este rendimiento está dado también en función de cuatro parámetros característicos de la instalación, y puede expresarse mediante una ecuación de ajuste de 2.º grado, [78] con un grado de correlación $R^2 = 70.34\%$:

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

Los coeficientes de esta ecuación están en la Tabla 3.3:

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 |

Por otra parte, el estado del refrigerante a la salida del compresor se obtiene a partir del trabajo de compresión isentrópico y de la eficiencia de compresión isentrópica, ecuación (3.15):

$$h_{desc} = h_{asp} + \frac{(h_{2s} - h_{asp})}{\eta_{is}} \quad (3.15)$$

donde h_{desc} y h_{asp} son las entalpías en los puntos 2 y 1 de la Fig. 3.2, respectivamente, y η_{is} es el rendimiento isentrópico que se obtiene a partir de los datos experimentales [81]:

$$\eta_{is} = -0.0768075 + 0.0002262 \cdot N + 0.0086155 \cdot 10^{-5} \cdot P_c + 0.217404 \cdot 10^{-5} \cdot P_e \quad (3.16)$$

(con las presiones en bar). Esta correlación se obtiene mediante el programa de estadística [82] con un grado de correlación $R^2 = 82.8\%$.

El valor de h_{2s} se obtiene mediante una ecuación de ajuste en función de P_e y del valor de la entropía en el punto de aspiración, .

$$\begin{aligned} h_{2s} &= f(P_e, s_v) \\ s_v &= f(P_e, h_{se_{asp}}) \end{aligned} \quad (3.17)$$

La ecuación de ajuste la hemos obtenido a partir de los datos de la librería Refprop y mediante una función desarrollada en Matlab.

3.5 MODELO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

La dinámica de los sistemas de compresión de vapor está determinada principalmente por los intercambiadores de calor que lo constituyen [74]. Por ello, el objetivo principal de su modelado consiste en poder representar lo más fielmente posible su comportamiento, tanto en estado estacionario como durante los transitorios. Por otra parte, estos transitorios pueden ser suaves o intensos, por lo que el modelo debe poder predecir ambos tipos de transitorios con la mayor precisión posible.

El evaporador y el condensador utilizados en la instalación son del tipo carcasa-tubos. En el caso del evaporador el refrigerante fluye por el interior de los tubos mientras que en el condensador fluye por el exterior. En éste, el flujo es una combinación de contra-corriente y de flujo cruzado, siendo dirigido por los ‘baffles’ instalados a tal efecto con el objetivo de mejorar la transmisión de calor, Fig. 3.5:

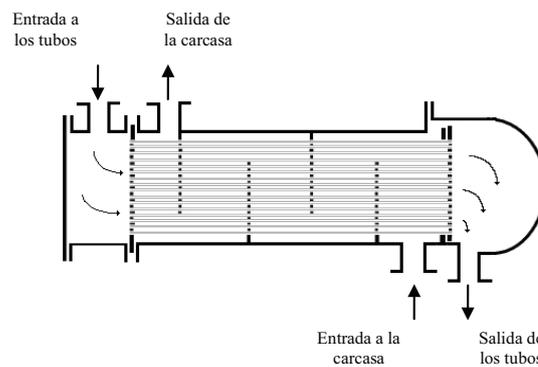


Fig. 3.5 Intercambiador carcasa-tubos con ‘baffles’ incorporados

El modelado de este flujo puede simplificarse considerando bien un flujo puramente contra-corriente o puramente de flujo cruzado. Pero mientras que ambos

enfoques proporcionan resultados similares en cuanto a exactitud, el modelo contracorriente permite determinar mejor el perfil de la evolución de la temperatura del agua a lo largo del intercambiador [83]. Por todo ello es por lo que tomamos este tipo de flujo como aproximación del flujo real.

En los procedimientos de modelado de los sistemas de compresión de vapor siempre se efectúan aproximaciones que simplifican las ecuaciones y que proporcionan resultados aceptables [84]. En cuanto a los intercambiadores de calor como los que empleamos, su dinámica se puede describir matemáticamente por las ecuaciones de conservación de la masa, del momento y de la energía, por lo que con objeto de obtener un modelo que refleje la dinámica del sistema y que se pueda tratar matemáticamente, se efectúan una serie de suposiciones simplificadoras, que son:

- el caudal de refrigerante es el mismo a lo largo de toda la instalación
- el flujo del fluido se considera unidimensional,
- se desprecia la pérdida de carga a lo largo del equipo, (lo que permite obviar la ecuación de conservación del momento), y la presión es solo función del tiempo,
- se desprecian las pérdidas de energía potencial y cinética,
- las propiedades del refrigerante en cada zona del evaporador se consideran constantes en cada paso de tiempo, tomándose sus valores medios,
- el proceso de expansión en la válvula termostática es isoentálpico,
- no hay conducción de calor en el fluido en la dirección axial,
- se desprecian las fuerzas de fricción viscosas,
- no hay conducción de calor axial en la pared del tubo, y tampoco hay variación de temperatura a lo largo de la sección recta, que se supone constante,
- se desprecian las pérdidas de calor por la carcasa,
- no se tiene en cuenta la capacidad térmica ni almacenamiento de masa en las zonas con vapor,
- los volúmenes de vapor y líquido saturado en la región de dos fases están conectados por las relaciones dadas por la fracción media de huecos [85], como se verá más adelante al obtener las ecuaciones del modelo,
- las dos fases están en equilibrio termodinámico

En lo referente a los enfoques que usualmente se emplean para modelar los intercambiadores de calor, tenemos dos formulaciones principales que se diferencian en la manera en que se trata el refrigerante. Una es la de los límites móviles (LM), y la otra es la de los volúmenes finitos (VF). Recordando brevemente lo que vimos en el capítulo 2, en la formulación de límites-móviles el intercambiador de calor se divide en un número de zonas que representan regiones en las que el refrigerante se encuentra en los diferentes posibles estados [86, 87, 88, 89, 90]; la formulación se caracteriza porque las delimitaciones o fronteras entre las zonas se mueven con el tiempo en el interior del intercambiador. Puesto que los coeficientes de transmisión de calor y la densidad del refrigerante cambian significativamente de una zona a otra, se debe calcular la longitud de cada zona para poder predecir el intercambio de calor así como la presión y la masa del refrigerante, lo que se consigue con este modelo. Las propiedades del refrigerante son los valores medios en esas zonas. En cambio, en la formulación de los volúmenes finitos, el intercambiador de calor se divide en un número fijo de volúmenes de control

de las mismas dimensiones, [91]. Las ecuaciones de conservación se discretizan en esos volúmenes de control obteniéndose así un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias. El método de los volúmenes finitos es más exacto, pero requiere mayor tiempo de ejecución; sin embargo el método de los límites móviles es más rápido y conserva un grado de exactitud similar.

3.5.1 MODELO DINÁMICO DEL EVAPORADOR

En este apartado se desarrolla un modelo dinámico para el evaporador de carcasa-tubos de la instalación, con el objetivo de simular la evolución de las variables de interés, tanto cuando varían las condiciones de trabajo como cuando permanecen estacionarias. En el caso del evaporador, lo más frecuente es tener dos zonas, Fig. 3.6: la zona de evaporación $L_{1e}(t)$ (o zona bifásica), y la de recalentamiento, $L_{2e}(t)$. En la figura, la entalpía de entrada del refrigerante es $h_{ee} > h_L$ y la calidad del vapor en la entrada es $x_1 \geq 0$. Se trata del caso frecuente en que tras el ligero subenfriamiento que experimenta el refrigerante en el condensador, y tras su paso por la válvula de expansión (considerada isoentálpica), la entalpía del refrigerante es tal que la calidad del vapor está entre aproximadamente 0.23 y 0.38 (como veremos en el cap. 3). Se ve también que el refrigerante se evapora por completo y la entalpía en la salida del evaporador es $h_{se} > h_G$.

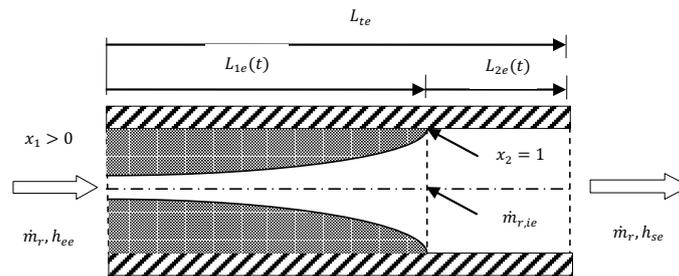


Fig. 3.6 Zonas en el evaporador

Además del caso anterior, en el evaporador podrían darse otras variantes. Así, existen evaporadores en cuya entrada hay líquido subenfriado y en la salida vapor recalentado. También puede darse el caso en que en la salida exista un depósito acumulador, el cual contiene una mezcla de líquido y vapor, de modo que en su salida siempre hay vapor saturado. En esta situación la zona de vapor recalentado puede desaparecer debido a cambios repentinos, con lo que en el intercambiador solo queda la zona bifásica, y en el depósito acumulador están las dos zonas de vapor y líquido saturados. En la práctica, y durante los transitorios intensos, puede ocurrir que algunas de dichas representaciones (o modos) se sucedan [125]. Recientemente también, se han efectuado trabajos para modelar las conmutaciones entre los diferentes posibles modos, los cuales se ocasionan principalmente durante las puestas en marcha y paradas de la instalación, [92, 99]. Pero aquí abordaremos solamente el caso de evaporador de expansión seca con las zonas de evaporación y recalentamiento mencionadas, es decir,

con $x_1 \geq 0$, $h_{ee} \geq h_L$ y $h_{se} > h_G$; la condición $x_1 \geq 0$ supone tener en cuenta la posibilidad de que el refrigerante pueda ser subenfriado de modo que la calidad del vapor en la entrada sea $x_1 \rightarrow 0$.

3.5.1.1 ESTRUCTURA DE ENTRADAS Y SALIDAS DEL EVAPORADOR

La estructura de entradas y salidas se muestra en la Fig. 3.7, que se corresponde con el esquema del modelo de límites móviles de la Fig. 3.6, donde vemos que el refrigerante entra en el evaporador con un caudal \dot{m}_r y con una entalpía h_{ee} , que tomamos como entradas del sistema (el caudal del refrigerante en la salida es el mismo que el de entrada). Las otras entradas son la temperatura y caudal del glicol y el grado de recalentamiento GR. Los demás términos mostrados en el esquema son resultados o salidas del modelo.

La solución del problema dinámico también requiere de las características geométricas y las propiedades termofísicas del refrigerante. Las propiedades de los fluidos en dichos volúmenes son las propiedades medias en cada paso temporal.

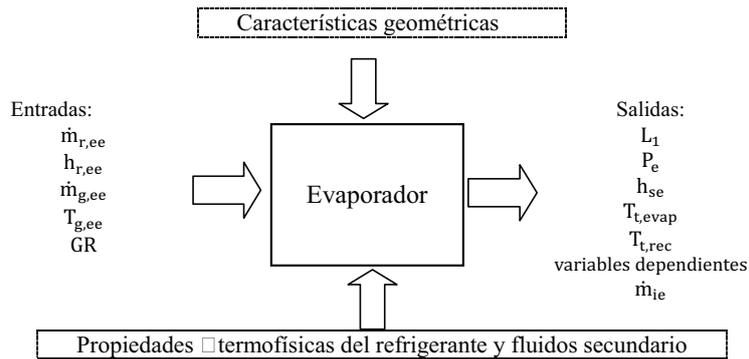


Fig. 3.7. Entradas y salidas del evaporador

3.5.1.2 MÉTODO DE LAS ECUACIONES DIFERENCIALES EN DERIVADAS PARCIALES (EDP) PARA EL MODELO DEL EVAPORADOR

El modelo de evaporador que empleamos para la simulación es un modelo parcial de un intercambiador carcasa-tubos, en el cual el refrigerante fluye por el interior de los tubos. El fluido secundario es agua glicolada, y fluye por la parte de la carcasa. La formulación matemática que empleamos es la de los límites-móviles (LM), que se basa en la evolución temporal de las longitudes (o volúmenes) de las zonas de evaporación L_{1e} , y de recalentamiento L_{2e} , Fig. 3.6.

Para describir la dinámica de los intercambiadores de calor con flujo bifásico se emplean los principios de conservación de la masa y de la energía, y la 2.^a ley de Newton. Esas leyes se formulan mediante las ecuaciones de Navier-Stockes (una para la

conservación de la masa, otra para la conservación de la energía y tres para la conservación del momento), [93, 94]. Por tanto, en cada zona se plantean las ecuaciones de continuidad, que debido a las suposiciones simplificadoras anteriores se reducen a las ecuaciones diferenciales unidimensionales en derivadas parciales (3.18), (3.19) y (3.20). La ecuación (3.20) de conservación del momento no la emplearemos por haber despreciado la pérdida de carga en el intercambiador.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = \frac{4}{D_{in}} \alpha_{in} (T_t - T_r) \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{4}{D_{in}} \lambda \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (3.20)$$

En cuanto a las paredes del tubo por el que fluye el refrigerante, la ecuación de conservación de la energía simplificada, en la que se desprecia la conducción de calor axial, viene dada por:

$$m_t c_{p,t} \frac{\partial T_t}{\partial t} = \alpha_{in} \pi D_{in} (T_r - T_t) + \alpha_{ex} \pi D_{ex} (T_g - T_t) \quad (3.21)$$

Las tres ecuaciones anteriores (3.18), (3.19), y (3.21) se aplican a las dos regiones del intercambiador (Fig. 3.6), obteniéndose así un sistema de seis ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, (EDP). La dependencia espacial de dichas ecuaciones se elimina por integración a lo largo de la longitud de cada zona aplicando la regla de Leibnitz para derivación de integrales con límites dependientes del tiempo, (3.22):

$$\int_{z_1(t)}^{z_2(t)} \frac{\partial f(z, t)}{\partial t} dz = \frac{d}{dt} \left[\int_{z_1(t)}^{z_2(t)} f(z, t) dz \right] - f(z_2(t), t) \frac{d(z_2(t))}{dt} + f(z_1(t), t) \frac{d(z_1(t))}{dt} \quad (3.22)$$

En las siguientes secciones se efectúa dicha integración con lo que se obtiene un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias globales (EDO) y con ellas el modelo del sistema en función de los modos dinámicos, que incluyen tanto las propiedades del fluido como las del intercambiador.

3.5.1.3 CONSERVACIÓN DE LA MASA DEL REFRIGERANTE: ZONA BIFÁSICA

Después de multiplicar la ecuación (3.18) por la sección recta del tubo, $A_{sr,e}$, la EDP para la conservación de la masa queda:

$$\frac{\partial \rho A_{sr,e}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_r}{\partial z} = 0 \quad (3.23)$$

donde ρ es la densidad del fluido. Para eliminar la dependencia espacial se integra cada término entre los límites $L = 0$ a $L = L_{1e}$. Aplicando la regla de Leibnitz se obtiene:

$$\begin{aligned} \int_0^{L_{1e}} \frac{\partial \rho A_{sr,e}}{\partial t} dz &= A_{sr,e} \left[\frac{d}{dt} \int_0^{L_{1e}} \rho dz \right] - A_{sr,e} \rho_V \dot{L}_{1e} \\ &= A_{sr,e} [\dot{\rho} L_{1e} + \rho \dot{L}_{1e} - \rho_V \dot{L}_{1e}] \end{aligned} \quad (3.24)$$

Para el desarrollo del último corchete en la derecha tenemos que aplicar la expresión para la densidad media de la mezcla vapor-líquido en la zona bifásica

$$\rho = \rho_V \gamma + \rho_L (1 - \gamma) \quad (3.25)$$

siendo γ la fracción media de huecos, cuyo concepto se comenta en el Anexo A.

La integral del segundo sumando de la ecuación (3.23) es inmediata

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = \dot{m}_{ie} - \dot{m}_i \quad (3.26)$$

donde \dot{m}_{ie} es el caudal del refrigerante en la línea intermedia de separación entre la zona bifásica y la de vapor sobrecalentado, Fig. 3.6.

Operando obtenemos:

$$\begin{aligned} A_{sr,e} \left[(\gamma - 1)(\rho_V - \rho_L) \frac{dL_{1e}}{dt} + \left(\frac{d\rho_L}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_V}{dP_e} \gamma \right) L_{1e} \frac{dP_e}{dt} \right. \\ \left. + (\rho_V - \rho_L) L_{1e} \dot{\gamma} \right] + \dot{m}_{r,ie} - \dot{m}_{r,ee} = 0 \end{aligned} \quad (3.27)$$

3.5.1.4 CONSERVACIÓN DE LA MASA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE RECALENTAMIENTO

Partiendo de la misma ecuación de conservación que para el caso anterior, (3.18), eliminamos por integración la dependencia espacial correspondiente a la zona de recalentamiento. La integral del primer sumando entre $L = L_{1e}$ a $L_T = L_{1e} + L_{2e}$ es:

$$\begin{aligned} \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} \frac{\partial \rho A_{sr}}{\partial t} dz &= A_{sr,e} \left[\frac{d}{dt} \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} \rho dz - \rho_{r,se} (\dot{L}_{1e} + \dot{L}_{2e}) + \rho_V \dot{L}_{1e} \right] \\ &= A_{sr,e} [\dot{\rho}_{2e} L_{2e} + \rho_{2e} \dot{L}_{2e} + \rho_V \dot{L}_{1e}] \end{aligned} \quad (3.28)$$

Para desarrollar esta ecuación hay que tener en cuenta que la densidad media del vapor en esta zona es

$$\rho_{2e} = \rho(P_e, h_{2e}) \quad (3.29)$$

y que el valor medio de la entalpía se toma como la media entre los valores de entrada y salida, es decir,

$$h_{2e} = \frac{h_{ie} + h_{se}}{2} \quad (3.30)$$

Operando obtenemos:

$$A_{sr,e} \left[(\rho_v - \rho_{2e}) \frac{dL_{1e}}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} + 0.5 \frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \frac{dh_v}{dP_e} \right) L_{2e} \frac{dP_e}{dt} + \left(0.5 \frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \right) L_{2e} \frac{dh_{se}}{dt} \right] + \dot{m}_{r,se} - \dot{m}_{r,ie} = 0 \quad (3.31)$$

3.5.1.5 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DEL REFRIGERANTE: ZONA BIFÁSICA

Después de multiplicar los dos términos de la ecuación (3.18) por la sección recta del tubo queda:

$$\frac{\partial(\rho A_{sr,e} h - A_{sr,e} P_e)}{\partial t} + \frac{\partial(\dot{m} h)}{\partial z} = \pi D_{in,1e} \alpha_{in,1e} (T_{t,1e} - T_{r,1e}) \quad (3.32)$$

Empleando de nuevo el método de eliminación de la dependencia espacial por integración a lo largo de la zona bifásica, la integral del primer sumando del término de la izquierda de la ecuación (3.32) es:

$$\int_0^{L_{1e}} \frac{\partial \rho A_{sr,e} h}{\partial t} dz = A_{sr,e} \left[\frac{d}{dt} \int_0^{L_{1e}} \rho h dz - \rho_v h_v \dot{L}_{1e} \right] \quad (3.33)$$

Para resolver la integral del término de la derecha empleamos la expresión

$$\rho h = \rho_v h_v \gamma + \rho_L h_L (1 - \gamma) \quad (3.34)$$

Al integrar aparece el valor de la entalpía en el punto intermedio (de separación entre las dos zonas), h_{ie} , para el que tomamos el valor del vapor saturado, h_V .

Operando se obtiene

$$\begin{aligned}
 A_{sr,e} \left[(\rho_L h_L - \rho_V h_V)(1 - \gamma) \frac{dL_{1e}}{dt} \right. & \quad (3.35) \\
 + \left(\frac{d(\rho_L h_L)}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_V h_V)}{dP_e} (\gamma) - 1 \right) L_{1e} \frac{dP_e}{dt} & \\
 + (\rho_V h_V - \rho_L h_L) \dot{L}_{1e} \left. \right] + \dot{m}_{r,ie} h_{ie} - \dot{m}_{r,ee} h_{ee} & \\
 = \alpha_{in,1e} A_{in,e} \frac{L_{1e}}{L_{Te}} (T_{t,1e} - T_{r,1e}) &
 \end{aligned}$$

3.5.1.6 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE RECALENTAMIENTO

Partiendo de nuevo de la ecuación de conservación de la energía (3.32), se integran sus términos entre los límites $L = L_{1e}$ a $L_T = L_{1e} + L_{2e}$. Aplicando la regla de Leibnitz a la integral del primer sumando del término de la izquierda tenemos que:

$$\begin{aligned}
 \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} \frac{\partial \rho A h}{\partial t} dz &= A \left[\frac{d}{dt} \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} \rho h dz - \rho_{r,se} h_{se} (\dot{L}_{1e} + \dot{L}_{2e}) + \rho_V h_V \dot{L}_{1e} \right] \quad (3.36) \\
 &= A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{2e} h_{2e} L_{2e}) + \rho_V h_V \dot{L}_{1e} \right]
 \end{aligned}$$

donde $\dot{L}_{1e} + \dot{L}_{2e} = 0$, y donde se deben emplear las ecuaciones (3.29) y (3.30), teniendo en cuenta además que $h_{ie} = h_V$.

Operando obtenemos:

$$\begin{aligned}
 A_{sr,e} \left\{ (\rho_V h_V - \rho_{2e} h_{2e}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right. & \quad (3.37) \\
 + \left[\left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} + 0.5 \frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \frac{dh_V}{dP_e} \right) h_{2e} + 0.5 \frac{dh_V}{dP_e} \rho_{2e} - 1 \right] L_{2e} \frac{dP_e}{dt} & \\
 + 0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} h_{2e} + \rho_{2e} \right) L_{2e} \frac{dh_{r,se}}{dt} \left. \right\} + \dot{m}_{r,se} h_{se} - \dot{m}_{r,ie} h_{ie} & \\
 = \alpha_{in,2e} A_{in,e} \frac{L_{2e}}{L_{Te}} (T_{t,2e} - T_{r,2e}) &
 \end{aligned}$$

3.5.1.7 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA EN LAS PAREDES DEL TUBO

Para la suposición de conducción unidimensional a través del tubo, se puede suponer que la temperatura del mismo es uniforme en cada una de las zonas por las que fluye el refrigerante. El gradiente de temperatura de la pared depende de los flujos de entrada y salida de calor de la siguiente manera:

$$m_{t,j}C_{p,t} \frac{\partial T_t}{\partial t} = \alpha_{in,j}A_{in,j}(T_{r,j} - T_{t,j}) + \alpha_{ex,j}A_{ex,j}(T_{g,j} - T_{t,j}) \quad (3.38)$$

con $j = 1e, 2e$, (zonas de evaporación y recalentamiento respectivamente), según la zona del evaporador considerada. En nuestro caso, las temperaturas de los fluidos en cada zona se toman como la temperatura media entre la entrada y salida de la zona considerada.

Al igual que para las anteriores ecuaciones de conservación, aquí también se elimina la dependencia espacial mediante integración a lo largo la longitud de la zona considerada.

a) Zona de evaporación

En la zona bifásica, la integral del término de la izquierda de la ecuación de conservación al aplicar la regla de Leibnitz es:

$$\begin{aligned} \int_0^{L_{1e}} m_{t,1e}C_{pt} \frac{\partial T_t}{\partial t} dz &= m_{t,1e}C_{pt} \left(\frac{d}{dt} \int_0^{L_{1e}} T_t dz - (T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right) \quad (3.39) \\ &= m_{t,1e}C_{pt} \left[\frac{d}{dt} (T_{t,1e}L_{1e}) - (T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right] \\ &= m_{t,1e}C_{pt} \left[\frac{dT_{t,1e}}{dt} (L_{1e}) + T_{t,1e} \frac{dL_{1e}}{dt} - (T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right] \end{aligned}$$

Los sumandos del último término $T_{t,1e} \frac{dL_{1e}}{dt}$ y $(T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt}$ se cancelan entre ellos si consideramos que la temperatura del tubo en el extremo de la zona bifásica $T_t|_{z=L_{1e}}$ coincide con la temperatura media de esa zona $T_{t,1e}$. Según esto queda:

$$\int_0^{L_{1e}} m_{t,1e}C_{pt} \frac{\partial T_t}{\partial t} dz = m_{t,1e}C_{pt,1e} \frac{dT_{t,1e}}{dt} L_{1e} \quad (3.40)$$

Juntando este resultado con la integral del segundo término de la ecuación (3.38) resulta:

$$\begin{aligned}
 m_{t,1e} C_{p_{t,1e}} \left[\frac{dT_{t,1e}}{dt} \right] & \quad (3.41) \\
 & = \alpha_{in,1e} A_{in,1e} \frac{L_{1e}}{L_{Te}} (T_{r,1e} - T_{t,1e}) \\
 & + \alpha_{ex,1e} A_{ex,1e} \frac{L_{1e}}{L_{Te}} (T_{g,1e} - T_{t,1e})
 \end{aligned}$$

donde $m_{t,1e} = m_{t,e} L_{1e}/L_{Te}$.

b) Zona de recalentamiento

En la zona de recalentamiento, la integral del término de la izquierda de la ecuación de conservación al aplicar la regla de Leibnitz es:

$$\begin{aligned}
 \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} m_{t,2e} C_{pt} \frac{\partial T_t}{\partial t} dz & \quad (3.42) \\
 & = m_{t,2e} C_{pt,2e} \left[\frac{d}{dt} \int_{L_{1e}}^{L_{1e}+L_{2e}} T_{t,2e} dz - (T_t|_{L_{1e}+L_{2e}}) \left(\frac{dL_{1e}}{dt} + \frac{dL_{2e}}{dt} \right) \right. \\
 & \left. + (T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right] = m_{t,2e} C_{pt,2e} \left[\frac{d}{dt} (T_{t,2e} L_{2e}) + (T_t|_{L_{1e}}) \frac{dL_{1e}}{dt} \right]
 \end{aligned}$$

También aquí consideramos que la temperatura del tubo en el extremo de la zona 1e, $T_t|_{L_{1e}}$, es igual a la de la media de la zona bifásica, $T_{t,1e}$. En este caso no se concreta ningún valor para $T_t|_{L_{1e}+L_{2e}}$ pues el sumando se anula al ser $\dot{L}_{1e} + \dot{L}_{2e} = 0$.

Juntando el resultado anterior con la integral del término de la derecha de la ecuación de conservación (3.38) obtenemos:

$$\begin{aligned}
 m_{t,2e} C_{p_{t,2e}} \left[\frac{(T_{t,1e} - T_{t,2e})}{L_{2e}} \dot{L}_{1e} + \frac{dT_{t,2e}}{dt} \right] & \quad (3.43) \\
 & = \left[\alpha_{in,2e} A_{in,2e} \frac{L_{2e}}{L_{Te}} (T_{r,2e} - T_{t,2e}) \right. \\
 & \left. + \alpha_{ex,2e} A_{ex,2e} \frac{L_{2e}}{L_{Te}} (T_{g,2e} - T_{t,2e}) \right]
 \end{aligned}$$

donde $m_{t,2e} = m_{t,e} L_{2e}/L_{Te}$.

3.5.1.8 MODELOS PARA LA TEMPERATURA DEL TUBO DEL EVAPORADOR

La suposición arriba mencionada tanto para la zona bifásica como para la de recalentamiento, por la que $T_t|_{L_{1e}} = T_{t,1e}$, es adoptada por una mayoría de autores [94,

95, 96 , 97]. Pero existen otras aproximaciones basadas en que al ser variables los límites entre las zonas, las temperaturas pueden tomar el valor de la zona de la derecha, o el de la izquierda, o bien, un valor medio. Un enfoque consiste en que el valor en la zona intermedia depende del signo de la variación temporal de la longitud de la zona bifásica de modo que, [98,114]:

$$\begin{aligned} T_t|_{L_{1e}} &= T_{t,2e} \text{ cuando } \frac{dL_{1e}}{dt} > 0 \\ T_t|_{L_{1e}} &= T_{t,1e} \text{ cuando } \frac{dL_{1e}}{dt} \leq 0 \end{aligned} \quad (3.44)$$

y que denominaremos ‘sencillo con derivadas’.

Un segundo enfoque consiste en tomar la temperatura media entre los valores de las zonas adyacentes [113], que es considerado como un modelo numéricamente robusto:

$$T_t|_{L_{1e}} = \frac{1}{2}(T_{t,1e} + T_{t,2e}) \quad (3.45)$$

Y un tercer enfoque a considerar es el propuesto por Zhang [127], que consiste en tomar la media ponderada entre las temperaturas adyacentes:

$$T_t|_{L_{1e}} = \frac{L_{2e}}{L_{T,e}} T_{t,1e} + \frac{L_{1e}}{L_{T,e}} T_{t,2e} \quad (3.46)$$

que es más cercana a la situación real. Esta ecuación tiene la misma ventaja que la (3.44) pero es una función continua y suave. Además sería adecuada para estudiar los casos en que desaparece la zona de recalentamiento, pues evita errores como el que se produciría en la (3.43) cuando $L_{2e} \rightarrow 0$.

Para aplicar los modelos mencionados tenemos que reescribir las ecuaciones para las zonas bifásica (3.41), y de recalentamiento, (3.43), de un modo más general, y sin la suposición efectuada de que $T_t|_{L_{1e}} = T_{t,1e}$, con lo que queda para la zona bifásica:

$$\begin{aligned} m_t C p_t \left[\dot{T}_{t,1e} + \frac{T_{t,1e} - T_t|_{L_{1e}}}{L_{1e}} \dot{L}_{1e} \right] \\ = \alpha_{in,1e} A_{in,e} (T_{r,1e} - T_{t,1e}) + \alpha_{ex,1e} A_{ex,e} (T_{g,1e} - T_{t,1e}) \end{aligned} \quad (3.47)$$

y para la de recalentamiento:

$$\begin{aligned}
 m_t C p_t \left[\dot{T}_{t,2e} + \left(\frac{T_t L_{1e} - T_{t,2e}}{L_{2e}} \right) \dot{L}_{1e} \right] & \quad (3.48) \\
 = \left[\alpha_{in,2e} A_{in,e} (T_{r,2e} - T_{t,2e}) + \alpha_{ex,2e} A_{ex,e} (T_{g,2e} - T_{t,2e}) \right]
 \end{aligned}$$

Estas dos últimas ecuaciones serán las empleadas en nuestro código y en las que se sustituirán las (3.44), (3.45), o (3.46) para comparar los resultados del modelo y ver qué modelo es el más adecuado.

3.5.1.9 RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES DIFERENCIALES: COMBINACIÓN ALGEBRAICA DE LAS ECUACIONES DEL MODELO

Hemos visto que el modelo del evaporador consiste en seis ecuaciones de conservación, tres por cada zona, y en cada zona una ecuación de conservación de la masa, otra para la energía del refrigerante y otra para la energía de las paredes de los tubos. Pero algunas de las variables que aparecen en las ecuaciones no se pueden medir (fácilmente) en un experimento real, y tampoco se pueden calcular mediante relaciones matemáticas, como la fracción media de huecos o la longitud de las diferentes zonas.

Por otra parte, las incógnitas son las cinco derivadas temporales explícitas \dot{L}_1 , \dot{P}_e , $\dot{h}_{r,se}$, $\dot{T}_{t,1e}$ y $\dot{T}_{t,2e}$, por lo que mediante operaciones algebraicas podemos eliminar las variables que sobran y formar un sistema de ecuaciones explícito. Para ello se elimina $\dot{m}_{r,ie}$ de las ecuaciones de conservación de la masa, y su valor se sustituye en las de conservación de la energía.. De esa manera obtenemos un modelo no lineal con las cinco ecuaciones diferenciales ordinarias siguientes, que contiene solo las cinco incógnitas mencionadas:

$$\begin{aligned}
 A_{sr,e} \cdot \rho_L \cdot (h_L - h_V)(1 - \gamma) \dot{L}_{1e} & \quad (3.49) \\
 + \left\{ \left[\frac{d(\rho_L h_L)}{dP_e} - \frac{d\rho_L}{dP_e} h_V \right] (1 - \gamma) + \left[\frac{d(\rho_V h_V)}{dP_e} - \frac{d\rho_V}{dP_e} h_V \right] (\gamma) \right. \\
 \left. - 1 \right\} A_{sr,e} \cdot L_{1e} \dot{P}_e & \\
 = \dot{m}_{r,ee} (h_{ee} - h_V) + \alpha_{in,1e} \cdot A_{in,e} \left(\frac{L_{1e}}{L_{Te}} \right) (T_{t,1e} - T_{r,1e}) & \\
 + \rho_L (h_L - h_V) A_{sr,e} \dot{\gamma} L_{1e} &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & [(\rho_L h_V - \rho_{2e} h_{2e}) + (\rho_V - \rho_L)(\gamma) h_V] A_{sr,e} \dot{L}_{1e} & (3.50) \\
 & + \left\{ \left[\left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} \right)_{h_{2e}} + 0.5 \frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) \right] \cdot h_{2e} + 0.5 \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) \rho_{2e} \right. \\
 & \left. - 1 \left[L_{2e} + \left[\frac{d\rho_L}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_V}{dP_e} (\gamma) \right] h_V L_{1e} \right] \right\} A_{sr,e} \dot{P}_e \\
 & + \left[0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \right) \cdot h_{2e} + 0.5 \rho_{2e} \right] A_{sr,e} L_{2e} \dot{h}_{r,se} \\
 & = \dot{m}_{r,ee} h_V - \dot{m}_{r,se} h_{r,se} + \alpha_{in,2e} \cdot A_{in,e} \frac{L_{2e}}{L_{Te}} (T_{t,2e} - T_{r,2e}) \\
 & - (\rho_V - \rho_L) h_V A_{sr,e} \dot{L}_{1e}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & [(\rho_V - \rho_{2e}) + (\rho_L - \rho_V) \cdot (1 - \gamma)] A_{sr,e} \dot{L}_{1e} & (3.51) \\
 & + \left\{ \left[\left(\frac{d\rho_L}{dP_e} \right) (1 - \gamma) + \left(\frac{d\rho_V}{dP_e} \right) (\gamma) \right] L_{1e} \right. \\
 & \left. + \left[\left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} \Big|_{h_{2e}} \right) + 0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \right) \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) \right] L_{2e} \right\} A_{sr,e} \dot{P}_e \\
 & + 0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \Big|_{P_e} \right) A_{sr,e} L_{2e} \dot{h}_{r,se} \\
 & = \dot{m}_{r,ee} - \dot{m}_{r,se} - (\rho_V - \rho_L) A_{sr,e} \dot{L}_{1e}
 \end{aligned}$$

$$\dot{m}_t C_{pt} \dot{T}_{t,evap} = \alpha_{ex,1e} A_{ex,e} (T_{g,1e} - T_{t,1e}) - \alpha_{in,1e} A_{in,e} (T_{t,1e} - T_{r,1e}) \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{te} C_{pte} \left(\frac{T_{t,1e} - T_{t,2e}}{L_{2e}} \right) \dot{L}_{1e} + \dot{m}_{te} C_{pte} \dot{T}_{t,2e} & (3.53) \\
 & = \alpha_{ex,rec} A_{ex,e} (T_{g,2e} - T_{t,2e}) - \alpha_{in,2e} A_{in,e} (T_{t,2e} - T_{r,2e})
 \end{aligned}$$

Estas ecuaciones pueden escribirse en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} z_{11,e} & z_{12,e} & 0 & 0 & 0 \\ z_{21,e} & z_{22,e} & z_{23,e} & 0 & 0 \\ z_{31,e} & z_{32,e} & z_{33,e} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{44,e} & 0 \\ z_{51,e} & 0 & 0 & 0 & z_{55,e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{L}_{1e} \\ \dot{P}_e \\ \dot{h}_{r,se} \\ \dot{T}_{t,1e} \\ \dot{T}_{t,2e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11,e} + \rho_L (h_L - h_V) A_{sr,e} \dot{L}_{1e} \\ f_{12,e} - (\rho_V - \rho_L) h_V A_{sr,e} \dot{L}_{1e} \\ f_{13,e} - (\rho_V - \rho_L) A_{sr,e} \dot{L}_{1e} \\ f_{14,e} \\ f_{15,e} \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

y de forma más compacta:

$$[Z_e][\dot{x}_e] = [f_e(x_e, u_e)] \quad (3.55)$$

Los términos $z_{ij,e}$ y $f_{ij,e}$ se muestran en las dos tablas siguientes, y son los coeficientes del modelo del sistema de compresión. Conforme veremos más adelante (apartado 3.6.4), es frecuente efectuar la aproximación $\dot{\gamma} = 0$, y adoptarán otra forma cuando desarrollemos $\dot{\gamma}$, (apartados 3.6 y 3.7).

 Tabla 3.4 Coeficientes $z_{ij,e}$ ($\dot{\gamma} = 0$).

| | |
|------------|--|
| $z_{11,e}$ | $A_{sr,e} \rho_L (h_L - h_V) (1 - \gamma)$ |
| $z_{12,e}$ | $\left\{ \left[\frac{d(\rho_L h_L)}{dP_e} - \frac{d\rho_L}{dP_e} h_V \right] (1 - \gamma) + \left[\frac{d(\rho_V h_V)}{dP_e} - \frac{d\rho_V}{dP_e} \right] (\gamma) - 1 \right\} A_{sr,e} L_{1e}$ |
| $z_{21,e}$ | $[(\rho_L h_V - \rho_{2e} h_{2e}) + (\rho_V - \rho_L) (\gamma) h_V] A_{sr,e}$ |
| $z_{22,e}$ | $\left\{ \left[\left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} \right)_{h_{2e}} + 0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \right)_{P_e} \right] \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) \cdot 0.5 (h_{r,se} - h_V) + 0.5 \rho_{2e} \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) - 1 \right\} A_{sr,e} L_{2e}$ $+ \left[\frac{d\rho_L}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_V}{dP_e} (\gamma) \right] A_{sr,e} h_V L_{1e}$ |
| $z_{23,e}$ | $\left[0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \right)_{P_e} \right] \cdot 0.5 (h_{r,se} + h_V) + 0.5 \rho_{2e} \left[A_{sr,e} L_{2e} \right]$ |
| $z_{31,e}$ | $[(\rho_V - \rho_{2e}) + (\rho_L - \rho_V) \cdot (1 - \gamma)] A_{sr,e}$ |
| $z_{32,e}$ | $\left\{ \left[\left(\frac{d\rho_L}{dP_e} \right) (1 - \gamma) + \left(\frac{d\rho_V}{dP_e} \right) (\gamma) \right] L_{1e} + \left[\left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial P_e} \right)_{h_{2e}} + 0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \right)_{P_e} \right] \left(\frac{dh_V}{dP_e} \right) \right\} L_{2e} \left[A_{sr,e} \right]$ |
| $z_{33,e}$ | $0.5 \left(\frac{\partial \rho_{2e}}{\partial h_{2e}} \right)_{P_e} \left[A_{sr,e} L_{2e} \right]$ |
| $z_{44,e}$ | $m_{te} C_{pte}$ |
| $z_{51,e}$ | $m_{te} C_{p,te} \left(\frac{T_{t,1e} - T_{t,2e}}{L_{2e}} \right)$ |
| $z_{55,e}$ | $m_{te} C_{pte}$ |

Las expresiones generales de $z_{41,e}$ y $z_{51,e}$ se deducen de (3.47) y (3.48).

 Tabla 3.5 Términos $f_{ij,e}$ ($\dot{\gamma} = 0$).

| | |
|------------|--|
| $f_{11,e}$ | $\dot{m}_{r,ee} (h_{ee} - h_V) + \alpha_{in,1e} \cdot A_{in,e} \left(\frac{L_{1e}}{L_{Te}} \right) (T_{t,1e} - T_{r,1e})$ |
| $f_{21,e}$ | $\dot{m}_{r,ee} h_V - \dot{m}_{r,se} h_{r,se} + \alpha_{in,2e} \cdot A_{in,e} \frac{L_{2e}}{L_{Te}} (T_{t,2e} - T_{r,2e})$ |
| $f_{31,e}$ | $\dot{m}_{r,ee} - \dot{m}_{r,se}$ |
| $f_{41,e}$ | $\alpha_{ex,1e} A_{ex,e} (T_{g,1e} - T_{t,1e}) - \alpha_{in,1e} A_{in,1e} (T_{t,1e} - T_{r,1e})$ |
| $f_{51,e}$ | $\alpha_{ex,2e} A_{ex,e} (T_{g,2e} - T_{t,2e}) - \alpha_{in,2e} A_{in,e} (T_{t,2e} - T_{r,2e})$ |

En el desarrollo anterior vemos el término correspondiente a $\dot{\gamma}$. Ya vimos en la revisión bibliográfica que normalmente ese término se desprecia pero que es conveniente incluirlo cuando se busca un modelo más robusto, y en particular cuando se quiere obtener modelos en situaciones en que algunas zonas aparecen o desaparecen.

En el sistema de ecuaciones (3.54) hemos colocado los términos con la derivada temporal $\dot{\gamma}$ en la parte derecha, junto con los términos $f_{ij,e}$, pues todavía no hemos determinado la expresión de γ , y por tanto tampoco la de su derivada. Más adelante (apartado 3.6), veremos que sus expresiones dependen, por una parte, del método con que obtengamos γ , y por otra, del número de zonas existentes en el evaporador (o en el condensador). Así, por ejemplo, cuando el evaporador tiene las zonas de evaporación y recalentamiento, (sistema de ecuaciones (3.54)), al calcular $\dot{\gamma}$ aparecen términos en \dot{P}_e y \dot{h}_{ee} , por lo que al reagrupar términos, a los coeficientes $z_{12,e}$, $z_{22,e}$ y $z_{33,e}$ se les sumarán términos en \dot{P} , mientras que a los coeficientes $f_{11,e}$, $f_{12,e}$ y $f_{13,e}$ se les sumarán términos en \dot{h}_{ee} . Pero cuando el evaporador tiene una sola zona de evaporación, no solo cambia el sistema de ecuaciones (que pasa a tener solamente tres incógnitas), sino que al calcular $\dot{\gamma}$ aparecen términos en \dot{P}_e , \dot{h}_{se} y \dot{h}_{ee} , por lo que quedarán alterados los correspondientes coeficientes $z_{ij,e}$ y $f_{ij,e}$. Por tanto, tras incorporar las diferentes expresiones para γ , y con sus respectivas derivadas desarrolladas, analizaremos los resultados proporcionados por el modelo en cada caso, es decir, según las diferentes expresiones de γ , y según si incorporamos o no sus respectivas derivadas temporales $\dot{\gamma}$.

3.5.2 MODELO DE LA LÍNEA DE DESCARGA

El interés en modelar la línea de descarga es debido a que propicia un enfriamiento del refrigerante en la línea de descarga de magnitud considerable. Esto es debido a la longitud de la línea junto con la diferencia de temperatura entre su superficie y el ambiente, que provoca una disminución importante de la temperatura desde la descarga del compresor hasta la entrada al condensador.

La Fig. 3.8 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 pueden tener temperaturas elevadas.

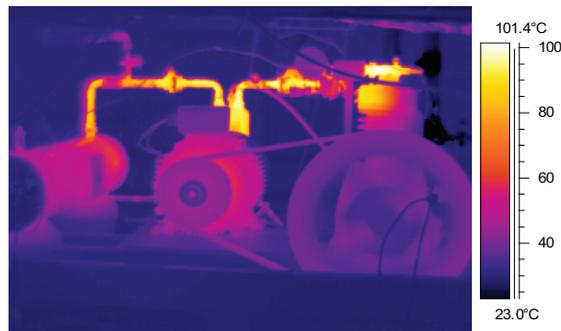


Fig. 3.8 Imagen termográfica de la línea de descarga.

La línea de descarga es el tramo 2-2' que vimos en la Fig. 3.2 y se representa en la Fig. 3.9. Este tramo se modela como una tubería con vapor recalentado, por lo que se aplicarán las ecuaciones de conservación antes vistas.

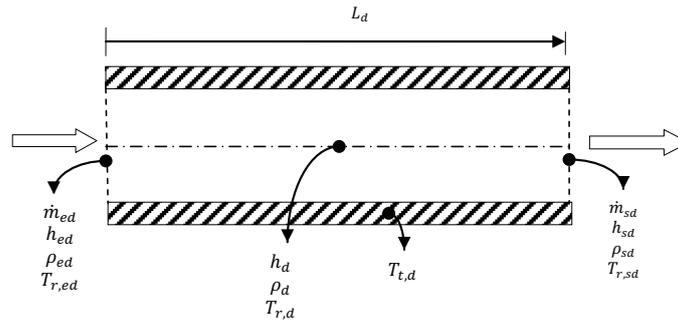


Fig. 3.9. Tubería descarga

De modo similar a lo efectuado en los tramos de los intercambiadores de calor, consideramos que la temperatura del tubo es uniforme a lo largo del mismo, así como su temperatura superficial, incluyendo el separador de aceite. También se usa como aproximación para la temperatura del refrigerante la media aritmética a lo largo de la línea, y se emplea ese valor para la estimación de las propiedades. Asimismo se desprecia la pérdida de calor por conducción a lo largo de la línea debido a accesorios.

3.5.2.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA: TUBERÍA DE DESCARGA DEL COMPRESOR

Al aplicar la ecuación de continuidad (3.18) en este tramo de tubería y multiplicar primero por la sección recta queda:

$$\frac{\partial \rho A_{sr,d}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_r}{\partial z} = 0 \quad (3.56)$$

Integrando entre los límites de este tramo, $L = 0$ y $L = L_d$, y aplicando la regla de Leibnitz obtenemos:

$$A_{sr,d} L_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial P_c} \Big|_{h_d} \right) \frac{dP_c}{dt} + \frac{1}{2} A_{sr,d} L_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big|_{P_c} \right) \frac{dh_{sd}}{dt} + \frac{1}{2} A_{sr,d} L_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big|_{P_c} \right) \frac{dh_{ed}}{dt} + \dot{m}_{sd} - \dot{m}_{ed} = 0 \quad (3.57)$$

Aquí también hemos tomado el valor medio de la entalpía en la tubería de descarga, $h_d = 0.5(h_{ed} + h_{sd})$ y la densidad se obtiene a partir de $\rho_d = \rho(P_c, h_d)$. La

entalpía en la entrada de la tubería h_{ed} es la de descarga del compresor, por lo que es un dato.

3.5.2.2 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA: TUBERÍA DE DESCARGA DEL COMPRESOR

$$\begin{aligned} A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial P_c} \Big|_{h_d} h_d - 1 \right) \frac{dP_c}{dt} + \frac{1}{2} A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big|_{P_c} h_d + \rho_d \right) \frac{dh_{sd}}{dt} \\ + \frac{1}{2} A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big|_{P_c} h_d + \rho_d \right) \frac{dh_{ed}}{dt} + \dot{m}_{sd}h_{sd} - \dot{m}_{ed}h_{ed} \\ = \alpha_{in,d}A_{in,d}(T_{t,d} - T_{r,d}) \end{aligned} \quad (3.58)$$

La entalpía h_{ed} es la del punto 2 en la Fig. 3.2 y se obtiene a partir de la ecuación (3.15).

3.5.2.3 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA: PARED DE LA TUBERÍA DE DESCARGA

La ecuación de conservación de la energía incluye en este caso la transmisión de calor por radiación desde la tubería al aire circundante, pues la diferencia de temperatura entre la superficie de la tubería y el ambiente, Fig. 3.8, hace que esa contribución sea bastante significativa:

$$\begin{aligned} m_{t,d}C_{p,td} \frac{\partial T_{td}}{\partial t} = \alpha_{in,d}A_{in,d}(T_{r,d} - T_{t,d}) + \alpha_{ex,d}A_{ex,d}(T_{amb} - T_{t,d}) \\ + [L_{t,d} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_{ext,d} \cdot \sigma + L_{sep,d} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_{ext,sep} \cdot \sigma] (T_{t,d}^4 - T_{amb}^4) \end{aligned} \quad (3.59)$$

Las superficies interior y exterior incluyen las correspondientes a la tubería y al separador de aceite, y los coeficientes de película interior y exterior se toman iguales tanto para la tubería como para el separador.

En principio, con las ecuaciones anteriores se podría formar un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de tres ecuaciones y tres incógnitas:

$$\begin{bmatrix} z'_{11,d} & z'_{12,d} & 0 \\ z'_{21,d} & z'_{22,d} & 0 \\ 0 & 0 & z'_{33,d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{P}_c \\ \dot{h}_{sd} \\ \dot{T}_{td} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f'_{11,d} \\ f'_{21,d} \\ f'_{31,d} \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

donde los término $z'_{ij,d}$ y $f'_{ij,d}$ se indican en las Tabla 3.6 y Tabla 3.7 respectivamente:

Tabla 3.6 Coeficientes $z'_{ij,d}$

| | |
|-------------|--|
| $z'_{11,d}$ | $A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial P_c} \Big _{h_d} h_d - 1 \right)$ |
| $z'_{12,d}$ | $0.5 \cdot A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big _{P_c} h_d + \rho_d \right)$ |
| $z'_{21,d}$ | $AL_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial P_c} \Big _{h_d} \right)$ |
| $z'_{22,d}$ | $\frac{1}{2} AL_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big _{P_c} \right)$ |
| $z'_{33,d}$ | $m_{t,d} C_{p,t,d}$ |

 Tabla 3.7 Términos $f'_{ij,d}$

| | |
|-------------|---|
| $f'_{11,d}$ | $-0.5A_{sr,d}L_{t,d} \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big _{P_c} h_d + \rho_d \right) \frac{dh_{ed}}{dt} + \dot{m}_r(h_{e,d} - h_{s,d}) + \alpha_{in,d}A_{in,d}(T_{t,d} - T_{r,d})$ |
| $f'_{12,d}$ | $-0.5AL_d \left(\frac{\partial \rho_d}{\partial h_d} \Big _{P_c} \right) \frac{dh_{ed}}{dt}$ |
| $f'_{13,d}$ | $\alpha_{in,d}A_{in,d}(T_r - T_{td}) + \alpha_{ex,d}A_{ex,d}(T_{amb} - T_{td}) + [L_{t,d} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_{ext,d} \cdot \sigma + L_{sep,d} \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot D_{ext,sep} \cdot \sigma] (T_{t,d}^4 - T_{amb}^4)$ |

Pero si hacemos la aproximación de considerar que la presión en la tubería de descarga es la de condensación y por ello la tomamos como dato, el sistema de ecuaciones que queda es:

$$\begin{bmatrix} z_{11,d} & 0 \\ 0 & z_{22,d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{h}_{sd} \\ \dot{T}_{td} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11,d} \\ f_{12,d} \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

Los términos $z_{ij,d}$ y $f_{ij,d}$ se indican seguidamente:

 Tabla 3.8 Términos $z_{ij,d}$ y $f_{ij,d}$

| | |
|------------|---|
| $z_{11,d}$ | $0.5 \cdot (z'_{11,d} + z'_{22,d})$ |
| $z_{12,d}$ | 0 |
| $z_{21,d}$ | 0 |
| $z_{22,d}$ | $z'_{33,d}$ |
| $f_{11,d}$ | $(f'_{11,d} + f'_{21,d}) - 0.5(z'_{12,d} + z'_{22,d})\dot{h}_{ed} - (z'_{11,d} + z'_{21,d})\dot{P}_c$ |
| $f_{21,d}$ | $f'_{31,d}$ |

3.5.3 MODELO DINÁMICO DEL CONDENSADOR

En este apartado desarrollamos un modelo dinámico parcial para el condensador de la instalación, que es del tipo carcasa-tubos, en el que el refrigerante fluye por el

exterior de los tubos mientras que el agua de condensación lo hace por el interior. Al igual que para el evaporador, el flujo es una combinación de contra-corriente y de flujo cruzado, estando dirigido por los 'baffles' instalados a tal efecto con el objetivo de mejorar la transmisión de calor, Fig. 3.5. Aquí también hacemos la aproximación de considerar que el intercambiador es de flujo en contracorriente, [83]. Efectuamos las mismas suposiciones simplificadoras que en el evaporador y despreciamos el calor transferido al ambiente.

3.5.3.1 MODOS DE OPERACIÓN

El condensador de un sistema de compresión de vapor puede encontrarse en diferentes situaciones a lo largo del proceso de trabajo. Lo más frecuente es que existan tres zonas, Fig. 3.10. En esta representación el refrigerante entra en el condensador en el estado de vapor sobrecalentado, condensa completamente y después experimenta un cierto grado de subenfriamiento. En este modo de operación y con el método de los límites móviles las primeras variables de interés son las longitudes de las tres zonas L_{1c} , L_{2c} y L_{3c} .

Partiendo de esa situación pueden darse diferentes tipos de transitorios, Fig. 3.11. Así por ejemplo, durante el proceso de parada se puede pasar de tener tres zonas (modo 1) a solo dos: la de recalentamiento y la bifásica (modo 2), o de tener 2 zonas (modo 2) a tener solo una (modo 4, en Fig. 3.12).

Cuando el condensador trabaja normalmente en el modo 2, o puede tener transitorios frecuentes en ese modo (desde el modo 1), es cuando se dispone de un colector (botella) en la salida donde se recoge el líquido subenfriado, siendo un flujo bifásico lo que se tiene en la salida mientras que en la entrada el refrigerante está sobrecalentado; esta configuración es la más eficiente pues es la que mejor aprovecha la superficie de intercambio.

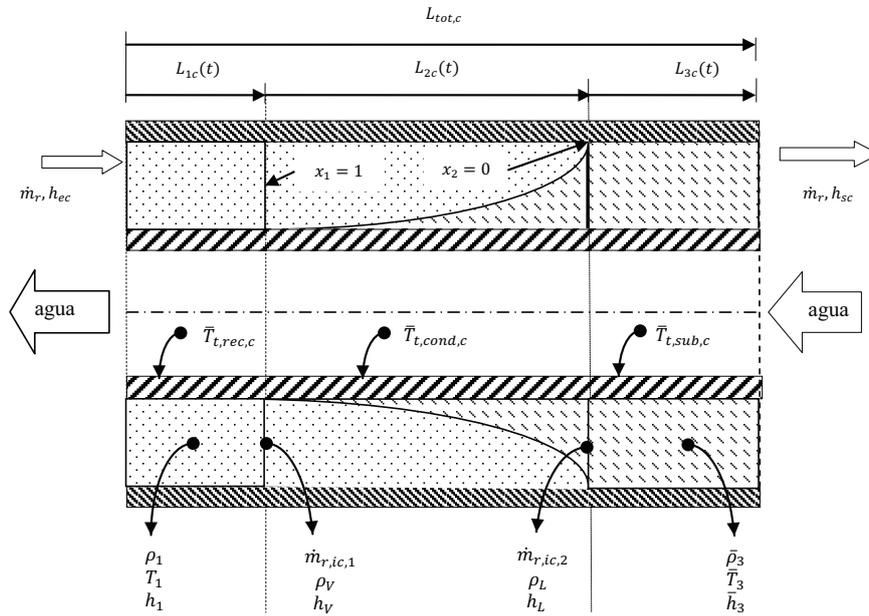
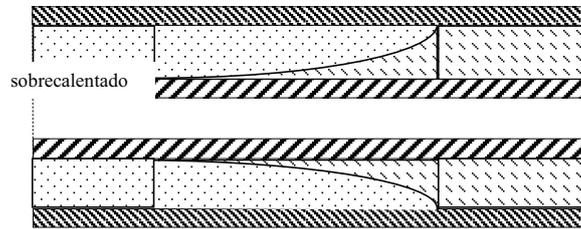


Fig. 3.10 Zonas en el condensador Refrigerante por el exterior de los tubos

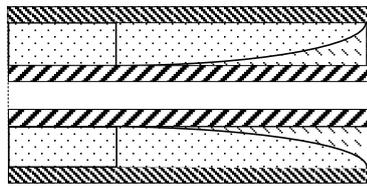
Otro posible transitorio del modo 4 al modo 5 en el que solo existe la zona de vapor sobrecalentado, Fig. 3.12. Esto se puede presentar cuando hay poca carga en el sistema o cuando la transmisión de calor en el equipo es deficiente.

Para describir las conmutaciones entre estos modos hay que disponer del modelo del intercambiador en las diferentes representaciones posibles para poder después conmutar entre ellas, [92, 99].

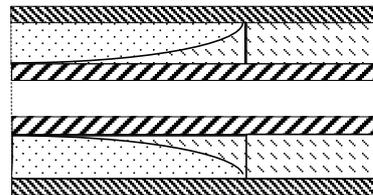
En esta tesis comenzamos por analizar el caso de un condensador con tres zonas y los transitorios que se producen cuando varía alguna de las entradas de este subsistema, (descritas en la Fig. 3.3). Para ello desarrollamos seguidamente el modelo dinámico de este intercambiador.



a) Modo 1

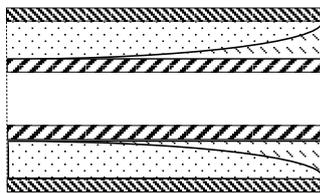


b) Modo 2

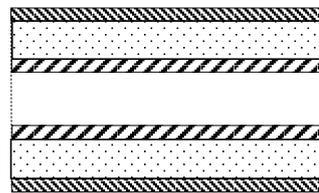


c) Modo 3

Fig. 3.11 Zonas en el condensador durante los transitorios que eliminan la zona de líquido subenfriado b), o vapor sobrecalentado c).



a) Modo 4



b) Modo 5

Fig. 3.12 Zonas del condensador durante transitorios, a) solo zona bifásica, b) solo zona de vapor sobrecalentado.

3.5.3.2 MÉTODO DE LAS ECUACIONES DIFERENCIALES EN DERIVADAS PARCIALES (EDP) PARA EL MODELO DEL CONDENSADOR

Para el desarrollo de modelo del condensador seguimos el mismo procedimiento que en el caso del evaporador, por lo que en cada una de las tres zonas se plantean las ecuaciones de conservación (3.18) y (3.19) y la ecuación de conservación de la energía para las paredes del metal, (3.21).

3.5.3.2.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO

Después de multiplicar (3.18) por la sección recta del tubo, $A_{sr,c}$, la EDP para la conservación de la masa queda:

$$\frac{\partial \rho A_{sr,c}}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_r}{\partial z} = 0 \quad (3.62)$$

Se elimina la dependencia espacial al integrar cada término entre los límites $L = 0$ a $L = L_{1c}$ correspondientes a la zona de recalentamiento del vapor. Aplicando la regla de Leibnitz se obtiene:

$$A_{sr,c} \left[\left(\frac{\partial \bar{\rho}_{1c}}{\partial P_c} \Big|_{h_{1c}} + \frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_{1c}}{\partial h_{1c}} \Big|_{P_c} \frac{dh_v}{dP_c} \right) L_{1c} \frac{dP_e}{dt} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \bar{\rho}_{1c}}{\partial h_{1c}} \Big|_{P_c} \right) L_{1c} \frac{dh_{ec}}{dt} + (\rho_{1c} - \rho_v) \frac{dL_{1c}}{dt} \right] + \dot{m}_{i,c,1} - \dot{m}_{ec} = 0 \quad (3.63)$$

Para obtener esta ecuación se ha tenido en cuenta que la densidad media en la zona 1c es una función de la presión de condensación y de la entalpía media,

$$\rho_{1c} = \rho(P_c, h_{1c}) \quad (3.64)$$

y que la entalpía media en esa zona es:

$$h_{1c} = \frac{h_{ec} + h_{vc}}{2} \quad (3.65)$$

3.5.3.2.2 CONSERVACIÓN DE LA MASA DEL REFRIGERANTE: ZONA BIFÁSICA

De nuevo, para eliminar la dependencia espacial debemos integrar entre los límites $L = L_{1c}$ y $L = L_{2c}$. Al igual que para el evaporador, la densidad en la zona bifásica se expresa en función de la fracción media de huecos por lo que queda:

$$A_{sr,c} \left[(\rho_v - \rho_L) \frac{dL_{1c}}{dt} + (\rho_v - \rho_L)(\gamma) \frac{dL_{2c}}{dt} + \left(\frac{d\rho_L}{dP_c} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_v}{dP_c} (\gamma) \right) L_{2c} \frac{dP_c}{dt} + (\rho_v - \rho_F)(\dot{\gamma}) L_{2c} \right] + \dot{m}_{i,c,2} - \dot{m}_{i,c,1} = 0 \quad (3.66)$$

3.5.3.2.3 CONSERVACIÓN DE LA MASA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

La EDP para la conservación de la masa se representa de nuevo por la ecuación (3.18). Integrando entre $L = L_{2c}$ y $L = L_{3c}$ y aplicando la regla de Leibnitz resulta:

$$A_{sr,c} \left[(\rho_{Lc} - \rho_{3c}) \left(\frac{dL_{1c}}{dt} + \frac{dL_{2c}}{dt} \right) + \left(\frac{\partial \rho_{3c}}{\partial P_c} \Big|_{h_{3c}} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \Big|_{P_c} \frac{dh_{Lc}}{dP_c} \right) L_{3c} \frac{dP_c}{dt} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \Big|_{P_c} L_{3c} \frac{dh_{sc}}{dt} \right] + \dot{m}_{sc} - \dot{m}_{ic,2} = 0 \quad (3.67)$$

donde se ha tenido en cuenta que la densidad media en la zona 3c es función de la presión y de la entalpía,

$$\rho_{3c} = \rho(P_c, h_{3c}) \quad (3.68)$$

y que la entalpía media es:

$$h_{3c} = \frac{h_{ic,2c} + h_{sc}}{2} \quad (3.69)$$

3.5.3.2.4 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO

Aplicando la ecuación de conservación de la energía dada por (3.19), así como la regla de Leibnitz para eliminar la dependencia espacial en la región de vapor recalentado obtenemos:

$$A_{sr,c} \left\{ (\rho_{1c} h_{1c} - \rho_v h_v) \frac{dL_{1c}}{dt} + \left[\left(\frac{\partial \rho_{1c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} \frac{dh_v}{dP_c} \right) h_{1c} + \frac{1}{2} \frac{dh_v}{dP_c} \rho_{1c} - 1 \right] L_{1c} \frac{dP_c}{dt} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} h_{1c} + \frac{1}{2} \rho_{1c} \right) L_{1c} \frac{dh_{ec}}{dt} \right\} + \dot{m}_{ic,1c} h_v - \dot{m}_{ec} h_{ec} = \alpha_{in,c1} \left(A_{in,c} \frac{L_{1c}}{L_{t,c}} \right) (T_{t,1c} - T_{r,1c}) \quad (3.70)$$

3.5.3.2.5 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DEL REFRIGERANTE: ZONA BIFÁSICA

Para la conservación de la energía en la zona bifásica se integra la ecuación (3.19) entre los límites de esta zona, y aplicando la regla de Leibnitz y usando el concepto de la fracción media de huecos queda:

$$\begin{aligned}
 A_{sr,c} & \left\{ (\rho_V h_V - \rho_L h_L) \frac{dL_{1c}}{dt} + (\rho_V h_V - \rho_L h_L) (\gamma) \frac{dL_{2c}}{dt} \right. \\
 & + \left[\frac{d(\rho_L h_L)}{dP_c} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_V h_V)}{dP_c} (\gamma) - 1 \right] L_{2,c} \frac{dP_c}{dt} \\
 & \left. + (\rho_V h_V - \rho_L h_L) (\dot{\gamma}) L_{2c} \right\} + \dot{m}_{ic,2c} h_L - \dot{m}_{ic,1c} h_V \\
 & = \alpha_{in,2c} \left(A_{in,c} \frac{L_{2c}}{L_{tc}} \right) (T_{t,2c} - T_{r,2c})
 \end{aligned} \tag{3.71}$$

3.5.3.2.6 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA DEL REFRIGERANTE: ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

La ecuación de conservación de la energía para la región de subenfriamiento también se puede escribir como la ecuación (3.19). Empleando el mismo procedimiento que en los casos anteriores llegamos a la expresión:

$$\begin{aligned}
 A_{sr,c} & \left\{ \frac{1}{2} \left(\rho_{3c} + \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \Big|_{P_c} \cdot h_{3c} \right) \frac{dh_L}{dt} + \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial P_c} \Big|_{h_{3c}} \cdot h_{3c} - 1 \right\} L_{3c} \frac{dP_c}{dt} \\
 & + \frac{1}{2} \left(\rho_{3c} + \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} h_{3c} \right) L_{3c} \frac{dh_{sc}}{dt} \\
 & + (\rho_{Lc} h_{Lc} - \rho_{3c} h_{3c}) \left(\frac{dL_{1c}}{dt} + \frac{dL_{2c}}{dt} \right) \left. \right\} + \dot{m}_{sc} h_{sc} - \dot{m}_{ic,2c} h_{Lc} \\
 & = \alpha_{in,3c} \left(A_{in,c} \frac{L_{3c}}{L_{tc}} \right) (T_{t,3c} - T_{r,3c})
 \end{aligned} \tag{3.72}$$

3.5.3.2.7 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA EN LA PARED DEL TUBO

Al igual que en el evaporador, para el caso de conducción unidimensional a través de la pared del tubo podemos suponer que la temperatura de la pared es uniforme en cada una de las zonas. La ecuación para la variación de la temperatura de la pared depende del flujo de calor entrante y saliente tal y como vimos en la ecuación (3.38).

a) Zona de entrada del vapor recalentado

Aplicando la regla de Leibnitz al término de la izquierda de la ecuación de conservación obtenemos:

$$\int_0^{L_{1c}} m_{t,1c} C_{pt} \frac{\partial T_t}{\partial t} dz = m_{t,1} C_{pt,1} \left(\frac{d}{dt} \int_0^{L_{1c}} T_t dz - (T_t|_{L_{1c}}) \frac{dL_{1c}}{dt} \right) \tag{3.73}$$

Aquí admitimos que la temperatura al final de la zona 1c es la correspondiente a la zona bifásica de condensación $T_{t,2c}$. Integrando el término de la derecha de la ecuación (3.38) y operando obtenemos:

$$m_t C_{pt} \left[\frac{dT_{t,1c}}{dt} - \frac{(T_{t,2c} - T_{t,1c})}{L_{1c}} \frac{dL_{1c}}{dt} \right] = \alpha_{ex,1c} A_{ex,c} (T_{r,1c} - T_{t,1c}) + \alpha_{in,1c} A_{in,1c} (T_{a,1c} - T_{t,1c}) \quad (3.74)$$

b) Zona bifásica de condensación

En los extremos de la zona bifásica la temperatura del tubo también se toma como la de esa zona, por lo que al integrar la ecuación de conservación queda:

$$m_t C_{pt} \frac{dT_{t,2c}}{dt} = \alpha_{ex,2c} A_{ex,c} (T_{r,2c} - T_{t,2c}) + \alpha_{in,2c} A_{in,c} (T_{a,2c} - T_{t,2c}) \quad (3.75)$$

c) Zona de subenfriamiento

Siguiendo el mismo procedimiento que en las dos zonas anteriores y tomando para las temperaturas del tubo en los extremos: $T_t|_{L_1+L_2} = T_{t,2}$ y $T_t|_{L_1+L_2+L_3} = T_{t,3}$ queda al integrar:

$$m_t C_{pt} \left[\frac{dT_{t,3c}}{dt} + \left(\frac{T_{t,2c} - T_{t,3c}}{L_{3c}} \right) \left(\frac{dL_{1c}}{dt} + \frac{dL_{2c}}{dt} \right) \right] = \alpha_{ex,3c} A_{ex,c} (T_{r,3c} - T_{t,3c}) + \alpha_{in,3c} A_{in,c} (T_{a,3c} - T_{t,3c}) \quad (3.76)$$

Al igual que en el evaporador, también aquí consideraremos las expresiones resultantes de aplicar diferentes modelos para la temperatura en los puntos de separación de las tres zonas, y compararemos los resultados para diferentes situaciones y tipos de transitorios.

3.5.3.2.8 MODELOS PARA LA TEMPERATURA DEL TUBO DEL CONDENSADOR

Al igual que en el caso del evaporador podemos incorporar los modelos relativos a la temperatura del metal en los puntos de separación entre las tres zonas. Así, las igualdades similares a las vistas en la (3.44), correspondientes al modelo sencillo con derivadas, son:

$$\begin{aligned} T_t|_{L_{1c}} &= T_{t,2c} \text{ cuando } \frac{dL_{1c}}{dt} > 0 \\ T_t|_{L_{1c}} &= T_{t,1c} \text{ cuando } \frac{dL_{1c}}{dt} < 0 \\ T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} &= T_{t,3e} \text{ cuando } \frac{d(L_{1c} + L_{2c})}{dt} > 0 \\ T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} &= T_{t,2e} \text{ cuando } \frac{d(L_{1c} + L_{2c})}{dt} < 0 \end{aligned} \quad (3.77)$$

Las ecuaciones equivalentes a la (3.46), que toman la media entre las temperaturas de las zonas adyacentes son:

$$\begin{aligned} T_t|_{L_{1c}} &= \frac{1}{2}(T_{t,1c} + T_{t,2c}) \\ T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} &= \frac{1}{2}(T_{t,2c} + T_{t,3c}) \end{aligned} \quad (3.78)$$

El tercer enfoque propuesto por Zhang et al. (127) para el evaporador podemos extenderlo al condensador y escribir las siguientes aproximaciones:

$$\begin{aligned} T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} &= \frac{L_{3c}}{L_{T,c}} T_{t,2c} + \frac{L_{1c} + L_{2c}}{L_{T,c}} T_{t,3c} \\ T_t|_{L_{1c}} &= \frac{L_{2c} + L_{3c}}{L_{T,c}} T_{t,1c} + \frac{L_{1c}}{L_{T,c}} T_{t,2c} \end{aligned} \quad (3.79)$$

Para aplicar los modelos tenemos que reescribir las ecuaciones (3.73), (3.75) y (3.76) de modo más general sin las aproximaciones efectuadas de que $T_t|_{L_{1c}} = T_{t,2c}$ y que $T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} = T_{t,2c}$, con lo que queda:

a) para la zona de vapor sobrecalentado:

$$\begin{aligned} m_t C_{pt} \left[\frac{dT_{t,1c}}{dt} - \frac{(T_t|_{L_{1c}} - T_{t,1c})}{L_{1c}} \frac{dL_{1c}}{dt} \right] \\ = \alpha_{ex,1c} A_{ex,c} (T_{r,1c} - T_{t,1c}) + \alpha_{in,1c} A_{in,1c} (T_{a,1c} - T_{t,1c}) \end{aligned} \quad (3.80)$$

b) para la zona de condensación:

$$\begin{aligned} m_t C_{pt} \left[\frac{dT_{t,2c}}{dt} + \left(\frac{T_t|_{L_{1c}} - T_t|_{L_{1c}+L_{2c}}}{L_{2c}} \right) \frac{dL_{1c}}{dt} + \left(\frac{T_{t,2c} - T_t|_{L_{1c}+L_{2c}}}{L_{2c}} \right) \frac{dL_{2c}}{dt} \right] \\ = \alpha_{ex,2c} A_{ex,c} (T_{r,2c} - T_{t,2c}) + \alpha_{in,2c} A_{in,c} (T_{a,2c} - T_{t,2c}) \end{aligned} \quad (3.81)$$

c) para la zona de líquido subenfriado:

$$\begin{aligned} m_t C_{pt} \left[\frac{dT_{t,3c}}{dt} + \left(\frac{T_t|_{L_{1c}+L_{2c}} - T_{t,3c}}{L_{3c}} \right) \left(\frac{dL_{1c}}{dt} + \frac{dL_{2c}}{dt} \right) \right] \\ = \alpha_{ex,3c} A_{ex,c} (T_{r,3c} - T_{t,3c}) + \alpha_{in,3c} A_{in,c} (T_{a,3c} - T_{t,3c}) \end{aligned} \quad (3.82)$$

Estas ecuaciones serán empleadas en nuestro código para valorar las nuevas aproximaciones.

3.5.3.3 RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES DIFERENCIALES PARA EL CONDENSADOR: COMBINACIÓN ALGEBRAICA DE LAS ECUACIONES DEL MODELO

De la misma manera que en el caso del evaporador, hay tres ecuaciones de conservación por cada una de las zonas, lo que hace un total de nueve. También aquí, algunas de las variables que aparecen en las ecuaciones se pueden eliminar, en concreto, los caudales del refrigerante en los puntos de separación de las zonas. De esa manera se reduce el sistema de nueve ecuaciones a siete, en el que las incógnitas son las siete derivadas temporales explícitas de las variables \dot{L}_{1c} , \dot{L}_{2c} , \dot{P}_c , \dot{h}_{sc} , $\dot{T}_{t,rec}$, $\dot{T}_{t,cond}$ y $\dot{T}_{t,sub}$. Así obtenemos un modelo no lineal con las siete ecuaciones diferenciales, que de modo compacto, pueden escribirse en forma matricial, (3.83):

$$\begin{bmatrix} z_{11,c} & 0 & z_{13,c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ z_{21,c} & z_{22,c} & z_{23,c} & z_{24,c} & 0 & 0 & 0 \\ z_{31,c} & z_{32,c} & z_{33,c} & z_{34,c} & 0 & 0 & 0 \\ z_{41,c} & z_{42,c} & z_{43,c} & z_{44,c} & 0 & 0 & 0 \\ z_{51,c} & 0 & 0 & 0 & z_{55,c} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & z_{66,c} & 0 \\ z_{71,c} & z_{72,c} & 0 & 0 & 0 & 0 & z_{77,c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{L}_{1c} \\ \dot{L}_{2c} \\ \dot{P}_c \\ \dot{h}_{sc} \\ \dot{T}_{t,1c} \\ \dot{T}_{t,2c} \\ \dot{T}_{t,3c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{11,c} \\ f_{21,c} + (\rho_L h_L - \rho_V h_V) A_{sr,c} \dot{\gamma} L_2 \\ f_{31,c} \\ f_{41,c} + (\rho_L - \rho_V) A_{sr,c} \dot{\gamma} L_2 \\ f_{51,c} \\ f_{61,c} \\ f_{71,c} \end{bmatrix} \quad (3.83)$$

que puede escribirse de modo compacto:

$$[Z_c][\dot{x}_c] = [f_c(x_c, u_c)] \quad (3.84)$$

Al igual que en el caso del evaporador hemos colocado los términos con $\dot{\gamma}$ junto con los términos $f_{ij,c}$. Más adelante veremos que según la expresión de γ que utilicemos y según el número de zonas existentes en el intercambiador (de acuerdo con los modos vistos en las Fig. 3.11 y Fig. 3.12), obtendremos unos términos del desarrollo de $\dot{\gamma}$ que se añadirán a los $z_{ij,c}$ y $f_{ij,c}$ de (3.83), los cuales se indican en las tablas siguientes:

Tabla 3.9 Coeficientes $z_{ij,c}$ para el condensador ($\dot{\gamma} = 0$)

| | |
|------------|---|
| $z_{11,c}$ | $\rho_1(h_1 - h_V)$ |
| $z_{13,c}$ | $\left[\left(\frac{\partial \rho_{1c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} \frac{dh_V}{dP_c} \right) (h_{1c} - h_V) + 0.5 \frac{dh_V}{dP_c} \rho_{1c} - 1 \right] A_{sr,c} L_{1c}$ |
| $z_{21,c}$ | $(\rho_{1c} h_V - \rho_{3c} h_L) A_{sr,c}$ |
| $z_{22,c}$ | $[(\rho_V h_V - \rho_L h_L)(\gamma) + (\rho_L - \rho_{3c}) h_L] A_{sr,c}$ |
| $z_{23,c}$ | $\left[\left(\frac{\partial \rho_{1c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} \frac{dh_V}{dP_c} \right) h_V L_{1c} + \left(\frac{d(\rho_L h_L)}{dP_c} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_V h_V)}{dP_c} (\gamma) - 1 \right) L_{2c} \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \rho_{3c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \frac{dh_L}{dP_c} \right) h_L L_{3c} \right] A_{sr,c}$ |
| $z_{24,c}$ | $\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} h_L L_{3c} A_{sr,c}$ |
| $z_{31,c}$ | $\rho_3 (h_L - h_{3c}) A_{sr,c}$ |
| $z_{32,c}$ | $\rho_{3c} (h_L - h_{3c}) A_{sr,c}$ |
| $z_{33,c}$ | $\left[\left(\frac{\partial \rho_{3c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \frac{dh_L}{dP_c} \right) (h_{3c} - h_L) + \frac{1}{2} \frac{dh_L}{dP_c} \rho_{3c} - 1 \right] A_{sr,c} L_{3c}$ |
| $z_{34,c}$ | $\frac{1}{2} \left[\frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} (h_{3c} - h_L) + \rho_{3c} \right] A_{sr,c} L_{3c}$ |
| $z_{41,c}$ | $(\rho_{1c} - \rho_{3c}) A_{sr,c} L_{1c}$ |
| $z_{42,c}$ | $[(\rho_V - \rho_L) \gamma + (\rho_L - \rho_{3c})] A_{sr,c}$ |
| $z_{43,c}$ | $\left[\left(\frac{\partial \rho_{1c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} \frac{dh_V}{dP_c} \right) L_{1c} + \left(\frac{d\rho_L}{dP_c} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_V}{dP_c} (\gamma) \right) L_{2c} \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \rho_{3c}}{\partial P_c} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} \frac{dh_L}{dP_c} \right) L_{3c} \right] A_{sr,c}$ |
| $z_{44,c}$ | $\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{3c}}{\partial h_{3c}} A_{sr,c} L_{3c}$ |
| $z_{51,c}$ | $m_{tc} C_{ptc} \frac{T_{t,1c} - T_{t,2c}}{L_{1c}}$ |
| $z_{55,c}$ | $m_{tc} C_{ptc}$ |
| $z_{66,c}$ | $m_{tc} C_{ptc}$ |
| $z_{71,c}$ | $m_{tc} C_{ptc} \frac{T_{t,2c} - T_{t,3c}}{L_{3c}}$ |
| $z_{72,c}$ | $m_{tc} C_{ptc} \frac{T_{t,2c} - T_{t,3c}}{L_{3c}}$ |
| $z_{77,c}$ | $m_{tc} C_{ptc}$ |

Tabla 3.10 Términos $f_{ij,c}$ para el condensador, ($\dot{\gamma} = 0$).

| | |
|------------|--|
| $f_{11,c}$ | $\dot{m}_{ec}(h_{ec} - h_v) - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} (h_{1c} - h_v) + \rho_{1c} \right] A_{sr,c} L_{1c} \frac{dh_{ec}}{dt} + \alpha_{in,1} A_{in,c} \frac{L_{1c}}{L_t} (T_{t,1c} - T_{r,1c})$ |
| $f_{21,c}$ | $\dot{m}_{ec} h_v - \dot{m}_{sc} h_L - \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} A_{sr,c} L_{1c} h_v \frac{dh_{ec}}{dt} + \alpha_{in,2c} A_{in,c} \frac{L_{2,c}}{L_{t,c}} (T_{t,2c} - T_{r,2c})$ |
| $f_{31,c}$ | $\dot{m}_{sc} (h_L - h_{sc}) + \alpha_{in,3c} A_{in,c} \frac{L_{3c}}{L_{t,c}} (T_{t,3c} - T_{r,3c})$ |
| $f_{41,c}$ | $\dot{m}_{ec} - \dot{m}_{sc} - \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_{1c}}{\partial h_{1c}} A_{sr,c} L_{1,c} \frac{dh_{ec}}{dt}$ |
| $f_{51,c}$ | $\alpha_{in,1c} A_{in,c} (T_{r,1c} - T_{t,1c}) + \alpha_{ex,1c} A_{ex,c} (T_{g,1c} - T_{t,1c})$ |
| $f_{61,c}$ | $\alpha_{in,2c} A_{in,c} (T_{r,2c} - T_{t,2c}) + \alpha_{ex,2c} A_{ex,c} (T_{g,2c} - T_{t,2c})$ |
| $f_{71,c}$ | $\alpha_{in,3c} A_{in,c} (T_{r,3c} - T_{t,3c}) + \alpha_{ex,3c} A_{ex,c} (T_{g,3c} - T_{t,3c})$ |

También aquí, y al igual que en el evaporador, se pueden analizar los resultados del modelo para las expresiones de la fracción media de huecos que consideramos en este trabajo. Y en cuanto a la derivada de la fracción media de huecos, $\dot{\gamma}$, veremos más adelante que deja de aproximarse a cero cuando los cambios en la presión son apreciables (en este caso $x_1 = 0$ pues tenemos tres zonas) por lo que al incluirla tendremos un modelo más robusto y preparado para tratar con cambios apreciables en la presión.

Otra ventaja de formular el modelo sin despreciar $\dot{\gamma}$ es que queda preparado para estudiar los casos en que la zona de vapor recalentado o de líquido subenfriado pueda aparecer o desaparecer, lo que como hemos visto sucede en transitorios especialmente intensos, [127] y cuando se instalan acumuladores y receptores en las salidas de los intercambiadores.

En la validación que efectuaremos en el cap. 5 analizaremos los resultados del evaporador tanto al incluir $\dot{\gamma}$ en el evaporador como cuando no se incluye, pero dejaremos el análisis del condensador para trabajos posteriores.

3.5.4 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

En este apartado mostramos los coeficientes de transmisión de calor por convección empleados en este trabajo, que los clasificamos según sea el flujo (interno o externo), y según las zonas de los elementos o tramos de la instalación.

3.5.4.1 EVAPORADOR: ZONA DE EVAPORACIÓN

a) Flujo interno:

Las ecuaciones empleadas en los balances de energía incluyen los coeficientes de transmisión de calor en las diferentes zonas del intercambiador. En nuestro caso el evaporador es de carcasa-tubos, con el refrigerante fluyendo por el interior y el fluido

secundario por el exterior. En la Fig. 3.13 se representan las dos zonas consideradas en este trabajo: la zona 1e (o de evaporación) y la zona 2e (o de recalentamiento).

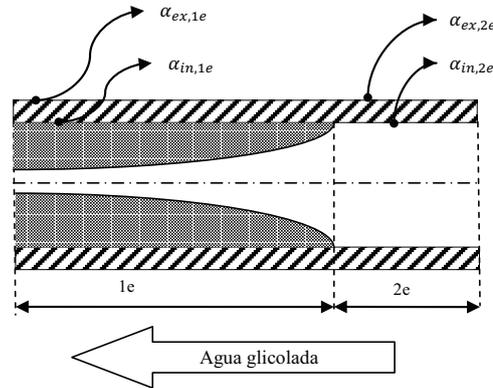


Fig. 3.13 Coeficientes de transmisión de calor en las zonas de evaporación y recalentamiento del evaporador

En la zona 1e se produce la ebullición del refrigerante. La ebullición puede ocurrir bajo diferentes condiciones [100], pero en la zona de evaporación de nuestro caso el análisis va enfocado al estudio de la ebullición por convección forzada. Ésta se caracteriza por los cambios rápidos de líquido a vapor en la dirección del flujo.

El coeficiente de convección para el refrigerante correspondiente a la ebullición por convección forzada, $\alpha_{in,1e}$, (flujo interno) y a partir de la correlación de Chen [101], viene dado por:

$$\alpha_{in,1e} = \alpha_{FZ} \cdot S + \alpha_L \cdot F \quad (3.85)$$

Esta correlación se forma a partir de la combinación de dos mecanismos de transferencia de calor que se reflejan en los dos sumandos. El primer sumando $\alpha_{FZ} \cdot S$ es el término relativo a la ebullición nucleada (efecto microconvectivo), y el segundo sumando $\alpha_L \cdot F$, corresponde a la ebullición convectiva (efecto macroconvectivo).

El coeficiente de ebullición nucleada α_{FZ} se obtiene a partir de la correlación propuesta por Foster y Zuber [102]:

$$\alpha_{FZ} = 0.0012 \left[\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T_{sat}^{0.24} \cdot \Delta p_{sat}^{0.75} \quad (3.86)$$

El sobrecalentamiento de la pared, ΔT_{sat} , es la diferencia de la temperatura local de la pared interna del tubo, T_t , y la temperatura de saturación local, T_{sat} , es decir:

$$\Delta T_{sat} = T_t - T_{sat} \quad (3.87)$$

mientras que la diferencia de presión, Δp_{sat} , es obtenida a partir de la presión de vapor del fluido a la temperatura de pared, p_t , y la presión de saturación, p_{sat} :

$$\Delta p_{sat} = p_t - p_{sat} \quad (3.88)$$

Por otro lado, el coeficiente convectivo (término macroconvectivo) de transferencia de calor asociado a la fase líquida α_L , puede ser calculado utilizando la correlación de Dittus-Bölder [103], 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 :

$$h_L = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{D_{in}} \right) \quad (3.89)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x) \cdot D_{in}}{\mu_L} \quad (3.90)$$

El factor de supresión de la ebullición nucleada S , incluido en la ecuación (3.85), 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} :

$$S = \frac{1}{1 + 0.00000253 \cdot Re_{bf}^{1.17}} \quad (3.91)$$

$$Re_{bf} = Re_l \cdot F^{1.25} \quad (3.92)$$

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:

$$F = \begin{cases} 1, & \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 \\ 2.35 \cdot \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736}, & \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \end{cases} \quad (3.93)$$

En la ecuación (3.93) X_{tt} es el parámetro de Martinelli, usado sobre la convección como efecto bifásico, y viene definido como en la expresión:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (3.94)$$

donde los subíndices v y l se refieren a la fase vapor y líquido respectivamente.

b) Flujo externo

El coeficiente de película del glicol-metal (flujo externo) está dado por la correlación de Zukauskas, [104]:

$$\alpha_{ex,(1ey2e)} = \frac{k_g}{D_{ex,e}} \cdot C \cdot Re_{D,m\acute{a}x}^m \cdot Pr_g^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr_g}{Pr_{g,M}}\right)^{0.25} \quad (3.95)$$

$$\left[\begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,m\acute{a}x} < 2 \cdot 10^6 \end{array} \right]$$

donde $Re_{D,m\acute{a}x}^m$ se basa en la velocidad máxima del fluido dentro del banco de tubos y donde los coeficientes C y m pueden ser estimados de acuerdo con $Re_{D,m\acute{a}x}^m$, Tabla 3.11

Tabla 3.11 Constantes de la ecuación (3.95) para el banco de tubos en flujo cruzado

| Configuración | $Re_{D,m\acute{a}x}$ | C | m |
|---|-------------------------------|--|------|
| Alineado | $10 - 10^2$ | 0.8 | 0.4 |
| Escalonado | $10 - 10^2$ | 0.9 | 0.4 |
| Alineado | $10^2 - 10^3$ | Se aproxima como un cilindro único aislado | |
| Escalonado | $10^2 - 10^3$ | | |
| Alineado ($S_T/S_L > 0.7$) ^a | $10^3 - 2 \cdot 10^5$ | 0.27 | 0.63 |
| Escalonado ($S_T/S_L < 2$) | $10^3 - 2 \cdot 10^5$ | $0.35 \cdot (S_T/S_L)^{1/5}$ | 0.6 |
| Escalonado ($S_T/S_L > 2$) | $10^3 - 2 \cdot 10^5$ | 0.4 | 0.6 |
| Alineado | $2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$ | 0.021 | 0.84 |
| Escalonado | $2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$ | 0.022 | 0.84 |

En la ecuación (3.95) todas las propiedades, excepto $Pr_{g,M}$, 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, y ésta a su vez de un área de paso involucrando características geométricas del intercambiador. Una expresión que es adecuada para el área de paso A_{paso} [m²] en régimen estacionario se expresa mediante la ecuación (3.96):

$$A_{paso} = \left[\frac{Lcar_c}{Nb_c + 1} \right] \left[Dcar_c - \left(\frac{Dcar_c}{Lcar_c} - 1 \right) \cdot D_{ex,c} \right] \quad (3.96)$$

Otra posible expresión, (que emplearemos en el condensador) es:

$$A_{\text{paso}} = \pi \left[\left(\frac{D_{\text{carc}}}{2} \right)^2 - 2N_t \left(\frac{D_{\text{ex}}}{2} \right)^2 \right] \frac{L_{\text{car}}}{Nb + 1} \quad (3.97)$$

3.5.4.2 EVAPORADOR: ZONA DE RECALENTAMIENTO

a) Flujo interno

En la zona 2, de recalentamiento, el coeficiente de película para el flujo interno lo calculamos usando la correlación de Gnielinski, [105]:

$$\text{Nu}_{\text{rec}} = \frac{\alpha_{\text{in,rec}} \cdot D_{\text{in}}}{k_V} = \frac{\left(\frac{f_{\text{rec}}}{8} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{rec}} - 1000) \cdot \text{Pr}_{\text{rec}}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{\text{rec}}}{8} \right)^{1/2} \cdot (\text{Pr}_{\text{rec}}^{2/3} - 1)} \quad (3.98)$$

donde el factor de fricción está dado por la ecuación

$$f_{\text{rec}} = (0.79 \cdot \ln \text{Re}_{\text{rec}} - 1.64)^{-2} \quad (3.99)$$

donde

$$\begin{aligned} 3000 \leq \text{Re}_{\text{rec}} \leq 5 \cdot 10^6 \\ 0.5 < Pr < 2000 \end{aligned}$$

También pueden usarse las correlaciones de Colburn, Dittus-Bölder, Petukhov y Kirilov.

b) Flujo externo

Para el flujo externo, el coeficiente de película viene también dado por la correlación de Zukauskas,

$$\frac{\alpha_{\text{ex,rec}} \cdot D_{\text{ex,rec}}}{k_{\text{rec}}} = C \cdot \text{Re}_{D,\text{máx}}^m \cdot \text{Pr}_{\text{rec}}^{0.36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{rec}}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4} \quad (3.100)$$

donde C y m dependen del número de Reynolds como se ha visto antes en la ecuación (3.95) y (3.96).

3.5.4.3 LÍNEA DE DESCARGA

a) Flujo interno

Para el coeficiente interno $\alpha_{in,d}$, ecuación (3.59), se emplea la correlación de Gnielinski que hemos visto en la (3.98), aunque también se pueden utilizar las correlaciones de Colburn, Dittus-Bölder, Petukhov y Kirilov

b) Flujo de calor hacia el exterior

La transferencia de calor desde la tubería hacia el exterior se realiza mediante dos mecanismos: por convección libre y por radiación.

Para el coeficiente transferencia de calor por convección libre en la parte externa $\alpha_{ex,d}$, (3.59), se emplea la expresión propuesta por Morgan [106], para un cilindro circular largo y horizontal:

$$Nu_d = \frac{\alpha_{ex,d} D_{ext}}{k} = C Ra_d^N \quad (3.101)$$

Las constantes de la ecuación (3.101) son:

| Ra_d | C | N |
|----------------------|-------|-------|
| $10^{-10} - 10^{-2}$ | 0.675 | 0.058 |
| $10^{-2} - 10^2$ | 1.02 | 0.148 |
| $10^2 - 10^4$ | 0.85 | 0.188 |
| $10^4 - 10^7$ | 0.48 | 0.25 |
| $10^7 - 10^{12}$ | 0.125 | 0.333 |

La pérdida de calor por unidad de longitud q (W/m) viene dada por:

$$q = \varepsilon \pi D_{ex} \sigma (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (3.102)$$

3.5.4.4 CONDENSADOR: ZONA DE VAPOR SOBRECALENTADO

En la Fig. 3.14 se indican las zonas del condensador y los coeficientes de transmisión de calor en cada una de ellas.

a) Flujo interno

En la zona de vapor sobrecalentado y para el flujo interno empleamos, en un primer momento, la correlación de Gnielinski, ya vista anteriormente en (3.98) y (3.99). Se podrían haber utilizado las de Colburn, Dittus-Bölder o las de Petukhov y Kirilov, pero Belman [78] comprueba que la que mejor ajusta con los resultados experimentales es la de Gnielinski, (en el caso del problema estacionario), aunque se ha observado que en el dinámico es mejor la correlación de Colburn pues da mayor estabilidad.

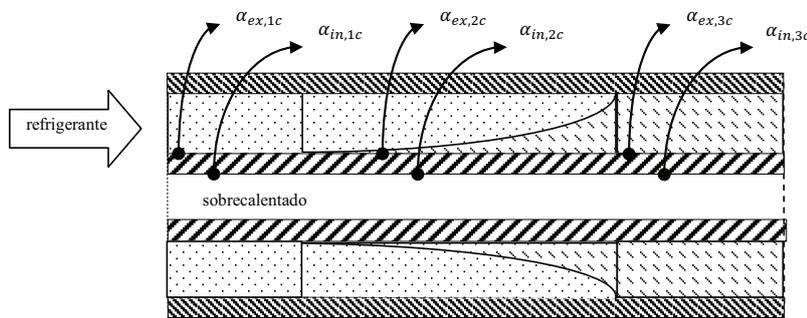


Fig. 3.14 Coeficientes de película interiores y exteriores en el condensador

b) Flujo externo

Para el flujo externo empleamos la correlación de Zukauskas antes vista en las ecuaciones (3.95) y (3.96). También se podrían haber utilizado las de Kern, Grimson, Taborek o Bell, pero también se comprueba en [78] que la primera es la que mejores resultados proporciona.

3.5.4.5 CONDENSADOR: ZONA DE CONDENSACIÓN

a) Flujo interno: se aplica la misma correlación utilizada en la zona de vapor sobrecalentado.

b) Flujo externo

Para el flujo externo en la zona de condensación se emplea la extensión del análisis de Nusselt a la condensación [107] para hileras de tubos horizontales [108]:

$$\bar{h}_{D,N} = 0.729 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3 h'_{LV}}{N_t \mu_L (T_{sat} - T_t) D} \right]^{1/4} \quad (3.103)$$

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

$$h'_{LV} = h_{LV}(1 + 0.68 \cdot Ja) \quad (3.104)$$

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

$$Ja = C_{p,L} \left(\frac{T_{cond} - T_t}{h_{LV}} \right) \quad (3.105)$$

3.5.4.6 CONDENSADOR: ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

- a) Flujo interno: se aplica lo mismo que en las dos zonas anteriores.
- b) Flujo externo: empleamos la correlación de Zukauskas, (3.95) y (3.96).

3.5.4.7 RESUMEN DE LAS CORRELACIONES APLICABLES

En la Tabla 3.12 resumimos las correlaciones mencionadas que se pueden

Tabla 3.12 Resumen de correlaciones para la transmisión de calor aplicables

| Equipo | Zona | Flujo | Correlación | |
|--|-----------------------|---------|--|--|
| Evaporador Tipo: carcasa-tubos Flujo int.: refrigerante Flujo ext.: agua | Líquido subenfriado | Interno | ---- | |
| | | Externo | ---- | |
| | Evaporación | Interno | Chen | |
| | | Externo | Zukauskas | |
| | Recalentamiento | Interno | *Colburn *Dittus-Bölder *Petukhov/Kirilov *Gnielinski (←) | |
| | | Externo | Zukauskas | |
| Línea descarga Flujo int.: refrigerante Flujo ext.: aire | Desrecalentamiento | Interno | *Colburn *Dittus-Bölder *Petukhov/Kirilov *Gnielinski (←) | |
| | | Externo | Morgan (convección) Radiación | |
| Condensador Tipo: carcasa-tubos Flujo int.: agua Flujo ext.: refrigerante | Desrecalentamiento | Interno | *Colburn (←) *Dittus-Bölder *Petukhov/Kirilov *Gnielinski | |
| | | Externo | *Zukauskas (←) *Kern *Grimison *Taborek *Bell | |
| | Condensación | Interno | *Colburn (←) *Dittus-Bölder *Petukhov/Kirilov *Gnielinski | |
| | | Externo | Nusselt (←) | |
| | Subenfriamiento | Interno | *Colburn (←) *Dittus-Bölder *Petukhov/Kirilov *Gnielinski | |
| | | Externo | *Zukauskas (←) | |
| | (←) correlación usada | | | |

aplicar, y dentro de un cierto grupo en el que hay varias posibilidades señalamos la correlación empleada.

3.6 FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS

En las ecuaciones del modelo del evaporador y del condensador figuran los términos de la fracción media de huecos γ y su derivada temporal $\dot{\gamma}$. Este concepto fue aplicado primeramente por Wedekind et al. [85] al estudiar los transitorios y modelar la dinámica del flujo bifásico en los intercambiadores de calor.

La fracción media se obtiene a partir del concepto de fracción local hueca, que se puede definir como la relación entre la porción de la sección recta ocupada por el vapor y la sección recta total (Anexo A). A partir de aquí se llega a la expresión del modelo homogéneo dado por la ecuación (A.5):

$$\gamma_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_V}{\rho_L}} \quad (3.106)$$

que proporciona el valor de la fracción local hueca γ_o en función de la calidad del vapor del refrigerante, x , y que considera que las velocidades del vapor refrigerante y del líquido son iguales, (la fracción media se obtiene por integración entre los límites de la zona bifásica considerada, por lo que dependerá de la calidad del vapor en sus extremos). Pero ya vimos en la revisión bibliográfica que el modelo homogéneo suele usarse en modelos dinámicos porque simplifica mucho los cálculos, [58, 68], pero es inexacto porque en realidad el vapor se mueve más rápido que la parte líquida. Por ello, cuando la dinámica del refrigerante es de interés, el modelo basado en los flujos separados $S > 1$ es recomendado por Jakobsen [109] en vez del modelo homogéneo, pues éste proporciona una respuesta del evaporador demasiado rápida y predice una carga hasta tres veces menor que la anterior, dando así resultados erróneos como consecuencia de sobrevalorar la fracción hueca. (En el cap. 5 se matizarán estas conclusiones en base a nuestros resultados). El modelo de flujos separados se obtiene al modificar la (3.106) para incluir esa diferencia de velocidades, como veremos en el apartado siguiente.

Hay muchas correlaciones experimentales para predecir el valor de la fracción hueca para diferentes fluidos y condiciones, y algunas de ellas se pueden ver en la literatura [110, 111, 112]. En este apartado se presentan dos posibles expresiones para el cálculo de la fracción media de huecos. La primera se obtiene a partir del concepto de calidad de flujo y la segunda es debida a Jensen, [113, 114], que la desarrolla a partir del concepto del ritmo de evaporación en un volumen de control. En lo que sigue, vamos a ver con un poco más de detalle esas expresiones, (y sus derivadas), que se pueden introducir en el sistema de ecuaciones del modelo para comparar los resultados que se obtienen con cada una de ellas, así como para comprobar la influencia en los resultados del empleo o no de $\dot{\gamma}$.

3.6.1 FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS OBTENIDA A PARTIR DE LA CALIDAD DEL FLUJO

Un enfoque menos simplificado que el que conduce a la ecuación (3.106) consiste en suponer que el líquido y el vapor están separados en dos corrientes que van a distinta velocidad, cuyo cociente viene dado por $S = u_V/u_L$, o razón de deslizamiento. En este caso se define la calidad del flujo como el cociente entre los caudales máscicos del vapor y del líquido por \dot{m}_V/\dot{m}_L , y a partir de esta relación llegamos a la ecuación (A.6), [115]:

$$\gamma_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_V}{\rho_L} S} \quad (3.107)$$

La ecuación (3.107) podemos reescribirla como

$$\gamma_o = \frac{x}{x + (1-x)\mu S} \quad (3.108)$$

donde $\mu = (\rho_V/\rho_L)$. La ecuación (3.108) es la ecuación básica (para el modelo basado en los flujos separados y correlacionado con el deslizamiento), la cual se integrará para obtener la fracción media de huecos, que a su vez dependerá de S . En el Anexo A se muestran varias expresiones para S obtenidas por diferentes investigadores, y en el apartado siguiente vamos a comentarlas brevemente.

3.6.1.1 EXPRESIONES DEL DESLIZAMIENTO

Aunque S no es un valor conocido, debe estar entre límites razonables. Puesto que el vapor no tendrá nunca una velocidad menor que la del líquido el límite inferior será $S_h = 1$, que es la expresión homogénea, en la que las velocidades del vapor y del líquido son iguales.

Aparte de la solución homogénea, son numerosos los modelos analíticos y las correlaciones empíricas [112,116] que se han propuesto para determinar S , y con ello la fracción local de huecos. De hecho, la mayoría de las correlaciones para la fracción hueca son realmente correlaciones del deslizamiento S .

Los métodos analíticos emplean diferentes enfoques para tratar de predecir la fracción hueca. Normalmente, alguna magnitud tal como el momento o la energía cinética de las dos fases se minimiza bajo el supuesto de que ese flujo ha de tender a que dicha magnitud sea mínima. Así, para caudales separados el flujo de momento es [116]:

$$\Phi_m = \dot{m}_r^2 \left[\frac{x^2 v_G}{\gamma_o} + \frac{(1-x)^2 v_L}{1-\gamma_o} \right] \quad (3.109)$$

Al derivar respecto de γ_o e igualando a cero, y comparando la expresión resultante con la (3.108) se obtiene que el valor de S es:

$$S = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{1/2} \quad (3.110)$$

Otro enfoque se basa en la premisa de que es la energía cinética total de las dos fases la que alcanzará un mínimo. Este modelo fue propuesto por Zivi [117], y el resultado que proporciona es:

$$S_Z = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{-1/3} \quad (3.111)$$

Esta expresión es frecuentemente empleada en la literatura por considerar que es un valor aceptable [118].

El modelo anterior de Zivi para la fracción hueca se obtiene para un flujo anular y bajo la suposición de que no hay líquido en el caudal central de vapor y que la fricción con la pared es despreciable. La razón de velocidades S_Z depende pues solamente de la razón entre las densidades, con lo que obtenemos que la expresión para la fracción hueca es:

$$\gamma_o = \frac{x}{x + (1 - x) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{2/3}} \quad (3.112)$$

Zivi también obtuvo un modelo para la fracción hueca en el que considera que el núcleo central de vapor contiene gotas de líquido, [116]; ese modelo podría ser objeto de un análisis posterior para comparar los resultados del modelo del sistema de compresión cuando se utiliza uno u otro de los resultados de este autor.

Un tercer enfoque analítico para la obtención de la fracción hueca es el empleado por Levy [116, 119], quien obtuvo un modelo basado en la ecuación del momento y que no vamos a considerar aquí por proporcionar una expresión implícita para la fracción hueca difícil de tratar.

En cuanto a las correlaciones empíricas propuestas para determinar S vamos a considerar únicamente las de Chisholm [120] y Smith, [121]. Otras correlaciones notables son las de Premoli [112, 122, 123] y Zuber et al. [124], pero no las consideraremos aquí por su mayor complejidad.

La correlación de Chisholm está dada por la expresión (Tabla A.1):

$$S_{Ch} = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_V}\right)\right]^{1/2} \quad (3.113)$$

que se deduce a partir de la teoría de flujo anular y aplicando la teoría homogénea para definir la densidad de fluido homogénea ρ_h .

La correlación de Smith está dada por:

$$S_{Sm} = e + (1 - e) \left[\frac{\frac{\rho_L}{\rho_V} + e \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + e \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.114)$$

donde e representa la fracción de líquido en suspensión en el gas en forma de pequeñas gotas. El valor de e se fijó en 0.4 al comparar la expresión anterior con un conjunto de tres grupos independientes de datos de la fracción hueca obtenidos mediante tres técnicas diferentes. Con el valor de $e=0.4$ en la ecuación (3.114) la fracción local de huecos toma la forma [116]:

$$\gamma_o = \left[1 + 0.79 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.78} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.58} \right]^{-1} \quad (3.115)$$

3.6.1.2 EXPRESIONES DE LA FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS PARA LOS MODELOS HOMOGÉNEO Y DE FLUJOS SEPARADOS.

La fracción media de huecos que se obtiene al integrar la ecuación (3.108) a lo largo de la longitud de la zona bifásica es empleada en trabajos como los de Rasmussen, Keir y Sha [74, 118, 125], y viene dada por la ecuación (3.116):

$$\gamma_{xs} = \frac{1}{(1 - \mu S)} \left\{ 1 + \frac{\mu S}{(x_2 - x_1)(1 - \mu S)} \ln \left[\frac{\mu S + x_1(1 - \mu S)}{\mu S + x_2(1 - \mu S)} \right] \right\} \quad (3.116)$$

donde x_1 y x_2 son el título del vapor en la entrada y en la salida de la zona bifásica existente en el intercambiador. En el caso particular de que $S=S_z$ tenemos:

$$\gamma_{xz} = \frac{1}{(1 - \mu^{2/3})} \left\{ 1 + \frac{\mu^{2/3}}{(x_2 - x_1)(1 - \mu^{2/3})} \ln \left[\frac{\mu^{2/3} + x_1(1 - \mu^{2/3})}{\mu^{2/3} + x_2(1 - \mu^{2/3})} \right] \right\} \quad (3.117)$$

El empleo de expresiones como las (3.110) y (3.111) en la ecuación (3.108) tiene la ventaja adicional de que al no depender de la calidad del vapor la fracción local de huecos puede integrarse analíticamente de modo sencillo.

Por el contrario, las expresiones de S obtenidas por Chisholm y Smith, que también se introducen en la ecuación (3.108) para obtener γ_o , tienen la desventaja (en cuanto a su tratamiento matemático) de depender de la calidad, por lo que la integración tiene que realizarse mediante métodos numéricos. Para ello podemos dividir el intervalo de integración (entre x_1 y x_2) en un número M de partes iguales y calculamos la fracción media mediante:

$$\gamma_{xs} = \frac{1}{M} \sum_{k=1}^M (\gamma_o)_k \quad (3.118)$$

Se comprueba que tomar M=10 es suficientemente exacto y ahorra en tiempo de ejecución del programa, [127].

La fracción media de huecos es el parámetro que se necesita para poder calcular la carga de refrigerante en una instalación, pues las longitudes de las zonas de recalentamiento en el evaporador o las de vapor recalentado y subenfriamiento en el condensador son mucho menores que las zonas bifásicas. Por ello la masa de refrigerante se concentra principalmente en estas y para su cálculo es necesario determinar lo más exactamente posible la densidad media del refrigerante, (3.25), y por ende la fracción media de huecos. De las correlaciones mencionadas en este apartado, las más exactas por orden decreciente para el cálculo de la densidad media son: Premoli, Chisholm, Smith, Zuber y Zivi, [115]. De entre ellas hemos seleccionado las de Chisholm, Smith y Zivi por ser relativamente sencillo obtener la fracción media de huecos a partir de ellas. Sin embargo, más adelante comentaremos la dificultad en obtener las respectivas derivadas y la aproximación empleada.

3.6.2 FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS BASADA EN LA TASA DE EVAPORACIÓN

3.6.2.1 DESLIZAMIENTO CONSTANTE

Otro modelo para la fracción media de huecos es el desarrollado por Jensen, [114]. Para ello parte de la idea de que el ritmo de evaporación ϵ (kg/m \cdot s) es aproximadamente constante en la zona bifásica. La expresión para ϵ está dada en la ecuación (3.119),

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_s}{\Delta z} = \frac{\alpha_s A_s \Delta T}{(h_v - h_L) \Delta z} \quad (3.119)$$

donde α_s es el coeficiente de transmisión de calor entre las dos fases, A_s es la superficie entre las dos fases, y ΔT es la diferencia de temperatura entre el líquido y la de saturación del vapor, Fig. 3.15. La entalpía de evaporación viene dada por $(h_v - h_L)$, y Δz es un elemento de longitud de la zona de evaporación:

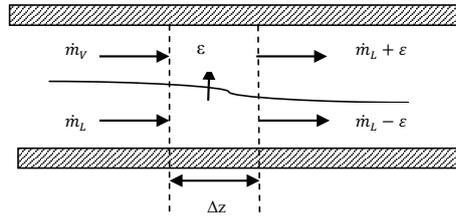


Fig. 3.15. Esquema del volumen de control para el modelo de evaporación

También se supone que el perfil de la fracción hueca se puede evaluar en condiciones estacionarias, y que se puede despreciar la caída de presión en el intercambiador.

En el volumen de control mostrado en la Fig. 3.15 se plantean las ecuaciones de conservación de la masa:

$$\frac{\partial \dot{m}_V}{\partial z} = \varepsilon \quad (3.120)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_L}{\partial z} = -\varepsilon$$

donde ε se puede expresar por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_e - \dot{m}_s}{L_o} \quad (3.121)$$

siendo L_o la longitud de la zona de evaporación. Si en las ecuaciones anteriores se insertan las expresiones: $\dot{m}_V = A_{sr} \gamma' \rho_V w_V$ y $\dot{m}_L = A_{sr} (1 - \gamma') \rho_L w_L$ (vistas en el Anexo A), y se usan los valores adimensionales

$$z^* = z/L_o; \quad \mu = \rho_V/\rho_L; \quad w^* = w_L/w_{L,e}; \quad S = w_V/w_L \quad (3.122)$$

así como suponiendo que el deslizamiento S es constante a lo largo de la tubería y que la presión es constante, resulta que tanto μ como S son independientes de z y la ecuación (3.120) se puede reescribir en su forma adimensional como:

$$\begin{aligned} S\mu \frac{\partial(\gamma' w^*)}{\partial z^*} &= \varkappa \\ \frac{\partial((1 - \gamma') w^*)}{\partial z^*} &= -\varkappa \end{aligned} \quad (3.123)$$

donde $\varkappa = (1 - \gamma'_1) - (1 - \gamma'_2) w_{L,s}/w_{L,e}$, y donde γ'_1 y γ'_2 son los valores de la fracción de huecos en la entrada y en la salida de la zona bifásica.

Este es un problema de valores de contorno acoplados con las condiciones de contorno $\gamma'(z^* = 0) = \gamma'_1$ y $\gamma'(z^* = 1) = \gamma'_2$. En el caso que tratamos tenemos que $\gamma'_1 \geq 0$ y $\gamma'_2 = 1$ y la solución de dicho sistema proporciona una expresión analítica para la fracción de huecos local en función de z^* , así como la velocidad local (adimensional). La solución que interesa es la fracción hueca local, ecuación (3.124):

$$\gamma' = \frac{\gamma'_1(1 + \gamma'_2(S\mu - 1) - z^*) + \gamma'_2 z^*}{1 - (\gamma'_1 z^* - \gamma'_2(z^* + 1))(1 - S\mu)} \quad (3.124)$$

La ecuación (3.124) se reescribe sustituyendo los valores de la fracción de huecos en la entrada y salida por los valores de la calidad del vapor, x , obtenida a partir de la ecuación (A.5),

$$x = \frac{\gamma' \rho_V}{\gamma' \rho_V + (1 - \gamma') \rho_L} \quad (3.125)$$

con lo que queda:

$$\gamma' = \frac{x_1(1 - z^*) + x_2 z^* + x_1 x_2 (S - 1)}{[x_1(1 - \mu) + \mu][x_2(S - 1)] + (x_2 - x_1)(1 - S\mu)z^*} \quad (3.126)$$

donde x_1 y x_2 son los valores de la calidad del vapor en los extremos de la zona bifásica.

La integración de la fracción de huecos local proporciona la expresión de la fracción media de huecos en función del deslizamiento S (considerado constante en el sistema de ecuaciones (3.123)):

$$\gamma_{JS} = \frac{1}{(1 - \mu S)} + \frac{\mu[x_1(S - 1) + 1][x_2(S - 1) + 1]\beta_{JS}}{(x_2 - x_1)(1 - S\mu)^2} \quad (3.127)$$

donde el término β_{JS} es:

$$\beta_{JS} = \ln \frac{[x_2(S - 1) + 1][x_1(1 - \mu) + \mu]}{[x_1(S - 1) + 1][x_2(1 - \mu) + \mu]} \quad (3.128)$$

que coincide con (3.116) para $S=1$.

Este resultado puede utilizarse con aquellas expresiones de S que no dependen de la posición en la zona bifásica. Por ejemplo, para el caso particular en que empleamos la correlación de Zivi, con $S = S_z$, tendremos:

$$\gamma_{Jz} = \frac{1}{(1 - \mu^{2/3})} - \frac{\mu[x_1(\mu^{-1/3} - 1) + 1][x_2(\mu^{-1/3} - 1) + 1]\beta_{Jz}}{(x_2 - x_1)(1 - \mu^{2/3})^2} \quad (3.129)$$

donde el término β_{Jz} viene dado por:

$$\beta_{Jz} = \ln \frac{[x_1(\mu^{-1/3} - 1) + 1][x_2(1 - \mu) + \mu]}{[x_2(\mu^{-1/3} - 1) + 1][x_1(1 - \mu) + \mu]} \quad (3.130)$$

3.6.2.2 DESLIZAMIENTO DEPENDIENTE DE LA POSICIÓN EN LA ZONA BIFÁSICA

En la ecuación (3.123) se plantea el caso en que el deslizamiento no depende de la posición en la zona bifásica, por lo que es sencillo aplicar expresiones como la de Zivi y sustituirlas en las ecuaciones (3.127) y (3.128). Pero cuando aplicamos expresiones como la de Chisholm (3.113), o la de Smith (3.114), en las que S depende del valor de la calidad del vapor y por tanto de la posición en la zona bifásica, se hace necesario replantear el sistema de ecuaciones (3.120), con lo que el nuevo sistema a resolver es:

$$\begin{aligned} \mu \frac{\partial(\gamma' w^* S)}{\partial z^*} &= \kappa \\ \frac{\partial((1 - \gamma') w^*)}{\partial z^*} &= -\kappa \end{aligned} \quad (3.131)$$

Tanto si sustituimos la (3.113) o la (3.114), que son las que estudiamos en este trabajo, como si empleamos cualquier otra correlación dependiente de x , [112], y puesto que el valor de la calidad x (que había que sustituir en esas ecuaciones para dejarlas en función de γ') es el dado en la ecuación (3.125), resultaría una expresión muy compleja para resolver. Por ello decidimos emplear para el deslizamiento un valor promediado para la zona de evaporación. Para el caso de Chisholm el valor promedio viene dado por

$$S_{Ch} = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \int_{x_1}^{x_2} [1 - (1 - \mu^{-1}x)^{1/2}] dx \quad (3.132)$$

Para el caso que estamos considerando en que $x_1 \geq 0$ y $x_2 = 1$ queda:

$$S_{Ch} = \frac{2}{3} \frac{1}{(1 - \mu^{-1})(x_1 - 1)} \{ \mu^{-3/2} - [1 - (1 - \mu^{-1})x_1]^{3/2} \} \quad (3.133)$$

Esta expresión puede insertarse ahora en las ecuaciones (3.127) y (3.128) para obtener la fracción media $\gamma_{JS_{Ch}}$:

$$\begin{aligned} \gamma_{JS_{Ch}} &= \frac{1}{(1 - \mu S_{Ch})} \\ &+ \frac{\mu[x_1(S_{Ch} - 1) + 1][x_2(S_{Ch} - 1) + 1]}{(x_2 - x_1)(1 - S_{Ch}\mu)^2} \ln \frac{[x_2(S_{Ch} - 1) + 1][x_1(1 - \mu) + \mu]}{[x_1(S_{Ch} - 1) + 1][x_2(1 - \mu) + \mu]} \end{aligned} \quad (3.134)$$

En el caso que estamos considerando queda:

$$\gamma_{JS_{Ch}} = \frac{1}{(1 - \mu S_{Ch})} + \frac{\mu[x_1(S_{Ch} - 1) + 1][S_{Ch}]}{(1 - x_1)(1 - S_{Ch}\mu)^2} \ln \frac{[S_{Ch}][x_1(1 - \mu) + \mu]}{[x_1(S_{Ch} - 1) + 1]} \quad (3.135)$$

De igual manera procedemos con la expresión para el deslizamiento de Smith, ecuación (3.114), calculando primero su valor medio e incorporándolo a las ecuaciones (3.127) y (3.128) para obtener fracción media, $\gamma_{JS_{Sm}}$.

Una vez obtenidas las expresiones de la fracción local de huecos para los dos modelos vistos (ecuaciones (3.108) y (3.126)), y en las que se introducen las distintas ecuaciones para el deslizamiento para su integración y obtención de la fracción media, podremos proceder a la comparación de los resultados proporcionados por el modelo en cada uno de dichos casos.

En lo que sigue y en primer lugar, se comparan las expresiones de γ_{XS} y con γ_{JS} para un caso particular de S, para seguidamente obtener las expresiones generales de las derivadas de la fracción media de huecos. Éstas se introducirán en las ecuaciones del modelo y con ello obtendremos las expresiones generales de los modelos de los dos intercambiadores. En la validación (cap. 5), se compararán los resultados obtenidos al incluir la derivada $\dot{\gamma}$ y al no incluirla.

3.6.3 COMPARACIÓN ENTRE LAS FRACCIONES MEDIAS DE HUECOS γ_{XZ} Y γ_{JZ}

Las ecuaciones (3.116) y (3.127) son generales y en ellas no se especifican ni los valores de x_1 y x_2 ni la expresión de S empleada, (lo que no es necesario al tratarse de una S independiente de la calidad que no afecta a la integral de la fracción local). Si suponemos que en el evaporador hay dos zonas, que es de expansión seca con la calidad del vapor $x_1 \geq 0$ y $x_2=1$, y tomamos para S la expresión de Zivi, podemos representar las ecuaciones gráficamente obteniendo las Fig. 3.16 y Fig. 3.17.

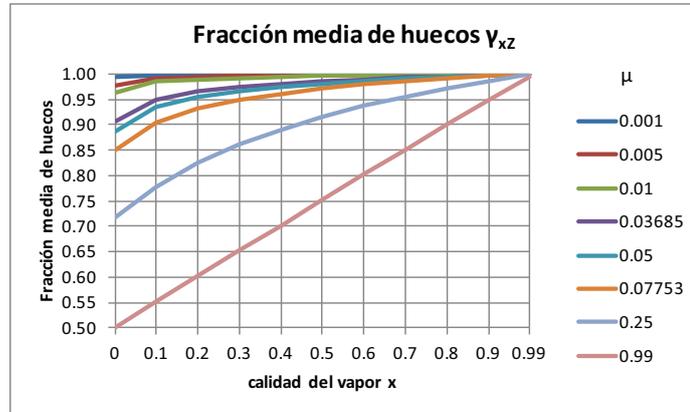


Fig. 3.16 Fracción media de huecos γ_{xz} en función de la calidad en la entrada y de la razón de densidades μ empleando la correlación de Zivi para el deslizamiento. $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$.

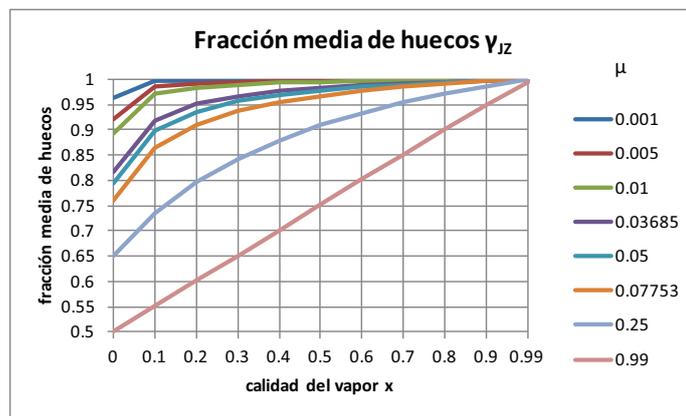


Fig. 3.17 Fracción media de huecos γ_{JZ} en función de la calidad en la entrada y de la razón de densidades μ empleando la correlación de Zivi para el deslizamiento. $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$.

En ellas se observa el efecto sobre las dos expresiones de γ debidos a los cambios en la calidad del vapor en la entrada del intercambiador y a los cambios en μ . Se ve que para valores bajos de μ (≤ 0.0115), los cambios son más apreciables cuando las calidades del vapor en la entrada son bajas ($x \leq 0.1$ aprox.), siendo más visible en el caso de la expresión de Jensen que en el otro caso. Pero a medida que aumenta μ (valores > 0.0115), los cambios en x tienen mayor repercusión en las dos expresiones de γ y, además, en todo el intervalo de valores de x .

En nuestros ensayos (en el evaporador), los valores de x y μ oscilan entre los valores $0.2 < x < 0.35$, y $0.09 < \mu < 0.011$, *Tabla 3.13*, por lo que una buena aproximación sería tomar un valor constante para la fracción media de huecos y su derivada se podría despreciar. Pero en los intercambiadores pueden darse otras circunstancias que vamos a discutir en el apartado siguiente, para así concretar cuándo es posible y necesario incluir la derivada de la fracción media de huecos en el sistema de ecuaciones.

Tabla 3.13 Valores de μ y de x en los ensayos realizados (evaporador)

| μ = relación de densidades vapor/líquido | | | |
|--|------------|----------|----------|
| x = calidad del vapor | | | |
| μ -min | μ -máx | x -min | x -máx |
| 0.0099 | 0.0103 | 0.27 | 0.31 |
| 0.0102 | 0.0106 | 0.29 | 0.31 |
| 0.0105 | 0.0108 | 0.29 | 0.29 |
| 0.0105 | 0.0108 | 0.26 | 0.29 |
| 0.0105 | 0.0111 | 0.24 | 0.26 |
| 0.0109 | 0.0113 | 0.23 | 0.28 |
| 0.0111 | 0.0115 | 0.27 | 0.32 |
| 0.0110 | 0.0115 | 0.32 | 0.35 |
| 0.0107 | 0.0111 | 0.31 | 0.35 |
| 0.0106 | 0.0108 | 0.30 | 0.31 |
| 0.0106 | 0.0113 | 0.28 | 0.31 |
| 0.0103 | 0.0113 | 0.27 | 0.33 |
| 0.0104 | 0.0106 | 0.33 | 0.38 |

3.6.4 DERIVADA DE LA FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS

En apartados anteriores hemos visto que al integrar las ecuaciones de conservación de la masa y de la energía en la zona bifásica aparece la derivada temporal de la fracción media de huecos, $\dot{\gamma}$. Wedekind et al. [85, 126], demostraron que cuando las calidades del vapor de entrada y salida son constantes este parámetro se puede despreciar. En otros trabajos se desprecia este valor no solo porque tiende a ser pequeño para cierto tipo de transitorios, sino también porque su dependencia temporal está relacionada con modos dinámicos que son más rápidos que la dinámica dominante en el sistema, [118]. Así pues, normalmente en la literatura se efectúa la aproximación de tomar $\dot{\gamma}$ como constante y solo se incluye el término en $\dot{\gamma}$ en las ecuaciones del modelo cuando se estudian los procesos de conmutación de configuraciones de los intercambiadores, es decir, cuando aparecen o desaparecen algunas de las zonas, lo que sucede principalmente durante los procesos de puesta en marcha o paro, [92,99 ,127].

Por otra parte, de las gráficas anteriores, Fig. 3.16 y Fig. 3.17, se deduce cuándo puede despreciarse $\dot{\gamma}$, pues $\dot{\gamma}$ deja de ser constante y su derivada temporal deja de ser aproximadamente nula cuando siendo $\mu < 0.01$ las variaciones de x_1 se producen en el

intervalo $0 \leq x_1 \leq 0.1$, es decir, cuando el subenfriamiento del refrigerante en el condensador hace que $x_1 \rightarrow 0$. Y esto último de manera más acusada en el caso de γ_{JZ} .

Asimismo se observa en Fig. 3.16 y Fig. 3.17 que las variaciones de γ con x_1 son tanto más significativas cuanto más supera el valor de 0.01, (ampliándose al mismo tiempo el rango de valores de x_1 en los que se aprecian los cambios en γ), es decir cuanto mayor es la presión. Pero como en nuestra instalación los valores de la presión de evaporación corresponden a valores de μ del orden de 0.01 es por lo que las variaciones de γ solo serán significativas cuando x_1 oscile entre 0 y 0.1. Como esta circunstancia puede darse en aplicaciones como la descrita en el Anexo C es por lo que también conviene incluir el término en $\dot{\gamma}$ en el modelo. Además, también nos proponemos verificar (ver validación) si en los tipos de transitorios analizados obtenemos mejores resultados cuando $\dot{\gamma} \neq 0$. Más adelante concretaremos si esa verificación es necesaria para las dos expresiones de γ o si solo para una.

En cuanto al caso del condensador, cuando tenemos tres zonas la calidad del vapor en la entrada y salida de la zona bifásica es fija, y sus valores $x_1 = 1$, $x_2 = 0$. Es una situación simétrica a la de evaporación y el cálculo de γ se realiza con las mismas ecuaciones que en el evaporador. Entonces, la estimación de la fracción media de huecos se puede obtener con las mismas figuras Fig. 3.16 y Fig. 3.17. Puesto que en nuestro caso actual los valores en los extremos de la zona de condensación son fijos, la variación de γ en los transitorios (solo) será más importante en la medida en que se produzcan cambios intensos de la presión. Así, para valores de la presión del refrigerante R134a del orden de las que tenemos en el condensador durante los ensayos, (9 – 16 bar), vemos que μ toma valores entre 0.036 y 0.07, por lo que los cambios de presión de condensación debidos a transitorios intensos de la instalación pueden provocar cambios sensibles en γ y en su derivada. También aquí, esos cambios son más pronunciados en el caso de Jensen.

Anteriormente, en las ecuaciones (3.116) y (3.127) hemos presentado las ecuaciones para las fracciones medias de huecos, γ_{XS} y γ_{JS} , que tomarán formas diferentes según los valores para x_1 y x_2 que consideremos, (es decir, según como sean las zonas presentes en el intercambiador), y también según la expresión de S utilizada. Por tanto, las derivadas respectivas $\dot{\gamma}_{XS}$ y $\dot{\gamma}_{JS}$ de dichas expresiones generales adoptarán formas diferentes al particularizar a los distintos casos, tal y como se muestra en el Anexo B, pudiendo tener términos en \dot{P} , $\dot{h}_{entrada}$ y \dot{h}_{salida} . Allí también se observa que están preparadas para incorporar cualquier expresión del deslizamiento a condición de que sea independiente de la calidad del vapor x , pues las fracción media de huecos que estamos tratando se obtienen por integración de unas fracciones locales que incluyen un deslizamiento independiente de la calidad.

Seguidamente se resumen los resultados referentes a la forma que adoptan las expresiones de γ_{XS} y γ_{JS} en varias situaciones. En el caso 1e para el evaporador consideramos que $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$, (Fig. B.1). El caso 1e' es similar, con $x_1 = 0$ y $x_2 = 1$, (Fig. 3.18) y sirve de ejemplo para ver cómo pueden verse alteradas las ecuaciones del modelo en los distintos modos de trabajo. Y en cuanto al condensador consideramos el caso 1c, con $x_1 = 1$ y $x_2 = 0$.

3.6.4.1 EVAPORADOR, CASO 1E. DERIVADA DE γ CUANDO $x_1 > 0$ Y $x_2 = 1$, CON ZONAS BIFÁSICA Y DE RECALENTAMIENTO.

Cuando en el evaporador existe una zona bifásica y otra de recalentamiento, en el que la entalpía del refrigerante en la entrada, h_{ee} , es mayor que la del líquido saturado, la zona bifásica es como la mostrada en la Fig. 3.6, y se cumple que $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$. En el Anexo B obtenemos las ecuaciones (B.6) y (B.9), de las que deducimos que para el intercambiador (evaporador) con la representación mencionada, la forma general de las derivadas en el caso 1e considerado es:

$$\dot{\gamma}_m^{1e} = g_{p,m}^{1e} \dot{P}_e + g_{i,m}^{1e} \dot{h}_{ee} \quad (3.136)$$

donde $m=xS$, JS, y el superíndice 1e se refiere al caso en estudio en el evaporador. Además, g_p se refiere al coeficiente de \dot{P} y g_i es el coeficiente de la entalpía de entrada, \dot{h}_{ee} .

3.6.4.2 EVAPORADOR, CASO 1E'. DERIVADA DE γ CUANDO $x_1=0$ Y $x_2 = 1$, CON ZONAS BIFÁSICA Y DE RECALENTAMIENTO.

Cuando $x_1 = 0$ y $x_2 = 1$ tenemos un caso particular del 1e anterior en el que en la entrada hay líquido que empieza a evaporar y en la salida hay vapor sobrecalentado; las dos zonas se representan en la Fig. 3.18,

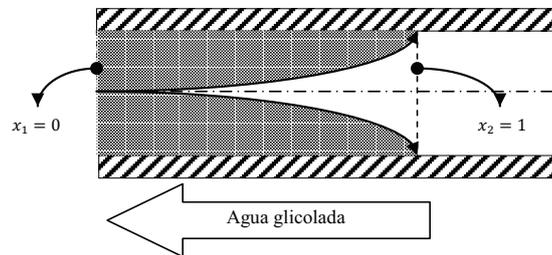


Fig. 3.18 Zonas del evaporador cuando $x_1 = 0$ y $x_2 = 1$.

En este caso las ecuaciones para $\dot{\gamma}_m^{1e'}$ cambian ligeramente de acuerdo con lo visto en la Tabla B.1 y según lo que se explica para las ecuaciones (B.4) y (B.5).

3.6.4.3 EVAPORADOR, CASO 2E. DERIVADA DE γ CUANDO $x_1 > 0$ Y $x_2 < 1$ (SOLO ZONA BIFÁSICA).

Cuando por causa de algún transitorio, en el intercambiador solo está la zona bifásica como en la Figura 3.15, (caso de evaporador con acumulador en la salida),

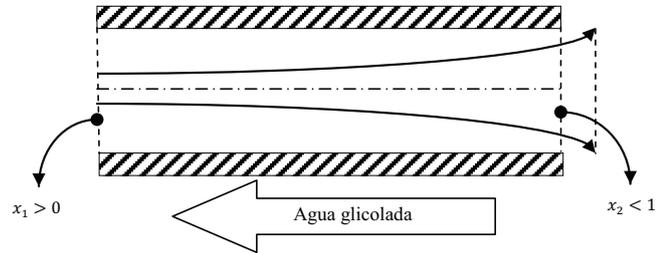


Figura 3.15 Intercambiador con solo la zona bifásica.

aparece un tercer sumando en el cálculo de $\dot{\gamma}$ como se indica en la ecuación (3.117), con el coeficiente g_o para la entalpía de salida, [128]:

$$\dot{\gamma}_m^{2e} = g_{p,m}^{2e} \dot{p}_e + g_{i,m}^{2e} \dot{h}_{ee} + g_{o,m}^{2e} \dot{h}_{se} \quad (3.137)$$

En la ecuación (B.5) se ve que el término $g_{o,m}^{2e}$ aparece cuando $h_{se} < h_v$.

Cuando un evaporador funciona de esta manera es necesario colocar a la salida un acumulador que recoja el líquido que no se ha evaporado, [74]. En ese caso las ecuaciones de conservación (3.18), (3.19) y (3.21) se aplicarían a una sola zona en el evaporador, y al acumulador, dando lugar a un nuevo sistema de ecuaciones en el que se introducirían las ecuaciones de las derivadas de $\dot{\gamma}$ para este caso.

Hemos puesto el caso de un evaporador con una sola zona bifásica, pero la expresión para el caso del condensador habría sido similar.

3.6.4.4 CONDENSADOR, CASO 1c. DERIVADA DE $\dot{\gamma}$ CUANDO $x_1 = 1$ Y $x_2 = 0$, Y CON TRES ZONAS.

Las tres zonas del condensador se representan en la Fig. 3.10. Para esta representación del intercambiador se observa que:

$$\dot{\gamma}_{xs}^{1c} = \dot{\gamma}_{js}^{1c} \quad (3.138)$$

El modelo del condensador para esta configuración se completa calculando $\dot{\gamma}$ y modificando los términos $z_{ij,c}$ y $f_{ij,c}$ de (3.83) de manera similar a como hemos realizado en el caso del evaporador. En el Anexo B obtenemos las ecuaciones (B.10) y (B.11) para $\dot{\gamma}_{xs}^{1c}$ y $\dot{\gamma}_{js}^{1c}$ que tienen la forma general:

$$\dot{\gamma}_m^{1c} = g_{p,m}^{1c} \dot{P}_e + g_{i,m}^{1c} \dot{h}_{ee} \quad (3.139)$$

donde $m=xS, JS$, y el superíndice $1c$ se refiere al caso en estudio en el condensador, (ver los términos de las derivadas están en la Tabla B.3 y en la Tabla B.4 en las que se han particularizando los cálculos a $x_1 = 1$ y $x_2 = 0$). Esta ecuación tiene la misma forma que para el caso $1e$ del evaporador.

3.7 MODELOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN LAS EXPRESIONES DE γ Y $\dot{\gamma}$

3.7.1 EVAPORADOR. CASO 1E, ZONAS BIFÁSICA Y DE RECALENTAMIENTO, CON $x_1 > 0$ Y $x_2 = 1$.

Las expresiones para γ y $\dot{\gamma}$ se incorporan seguidamente en las ecuaciones del modelo del evaporador (3.54); como en el caso seleccionado $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$, al sustituir (3.136) queda:

$$\begin{bmatrix} z_{11,e} & z'_{12,e} & 0 & 0 & 0 \\ z_{21,e} & z'_{22,e} & z_{23,e} & 0 & 0 \\ z_{31,e} & z'_{32,e} & z_{33,e} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{44,e} & 0 \\ z_{51,e} & 0 & 0 & 0 & z_{55,e} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{L}_1 \\ \dot{P}_e \\ \dot{h}_{se} \\ \dot{T}_{t, \text{evap}} \\ \dot{T}_{t, \text{rec}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f'_{11,e} \\ f'_{21,e} \\ f'_{31,e} \\ f_{14,e} \\ f_{15,e} \end{bmatrix} \quad (3.140)$$

donde los términos que quedan modificados al sustituir $\dot{\gamma}$ están en la siguiente tabla:

Tabla 3.14 Términos $z'_{ij,e}$ y f'_{ij} en las ecuaciones del modelo del evaporador

| | |
|-------------|---|
| $z'_{12,e}$ | $z_{12,e} + \rho_L (h_V - h_L) A_{sr,e} L_1 g_{p,m}^{1e}$ |
| $z'_{22,e}$ | $z_{22,e} + (\rho_V - \rho_L) h_V A_{sr,e} L_1 g_{p,m}^{1e}$ |
| $z'_{32,e}$ | $z_{32,e} + (\rho_V - \rho_L) h_V A_{sr,e} L_1 g_{p,m}^{1e}$ |
| $f'_{11,e}$ | $f_{11,e} - \rho_L (h_V - h_L) A_{sr,e} L_1 g_{i,m}^{1e} \dot{h}_{ee}$ |
| $f'_{21,e}$ | $f_{21,e} - (\rho_V - \rho_L) h_V A_{sr,e} L_1 g_{i,m}^{1e} \dot{h}_{ee}$ |
| $f'_{31,e}$ | $f_{31,e} - (\rho_V - \rho_L) A_{sr,e} L_1 g_{i,m}^{1e} \dot{h}_{ee}$ |

En los términos $f'_{ij,e}$ de la Tabla 3.14 aparece la condición de contorno \dot{h}_{ee} . Puesto que la variable $h_{ee} = f(T_{ve}, P_{ve})$, su derivada podría expresarse por:

$$\frac{dh_{ee}}{dt} = \frac{\partial h_{ee}}{\partial T_{ve}} \frac{dT_{ve}}{dt} + \frac{\partial h_{ee}}{\partial P_{ve}} \frac{dP_{ve}}{dt} \quad (3.141)$$

Sin embargo no afecta a los resultados la manera de calcular dh_{ee}/dt . Es indistinto aplicar la diferencia central o las diferencias adelantadas o retrasadas (1 punto o tres puntos), pues el resultado es siempre el mismo. Por ello optamos por emplear el cociente $\Delta h_{ee}/\Delta t$.

3.7.2 CONDENSADOR. CASO 1C CON TRES ZONAS

Al sustituir (3.139) en el sistema de ecuaciones (3.83) algunos términos de las matrices cambian como se indica en la Tabla 3.15 y Tabla 3.16:

Tabla 3.15 Coeficientes $Z'_{ij,c}$

| | |
|-------------|--|
| $Z'_{11,c}$ | $Z_{11,c}$ |
| $Z'_{13,c}$ | $Z_{13,c}$ |
| $Z'_{21,c}$ | $Z_{21,c}$ |
| $Z'_{22,c}$ | $Z_{22,c}$ |
| $Z'_{23,c}$ | $Z_{23,c} - (\rho_L h_L - \rho_V h_V) A_{sr,c} L_2 g_{p,m}^{1c}$ |
| $Z'_{24,c}$ | $Z_{24,c}$ |
| $Z'_{31,c}$ | $Z_{31,c}$ |
| $Z'_{32,c}$ | $Z_{32,c}$ |
| $Z'_{33,c}$ | $Z_{33,c}$ |
| $Z'_{34,c}$ | $Z_{34,c}$ |
| $Z'_{41,c}$ | $Z_{41,c}$ |
| $Z'_{42,c}$ | $Z_{42,c}$ |
| $Z'_{43,c}$ | $Z_{43,c} - (\rho_L - \rho_V) A_{sr,c} L_2 g_{p,m}^{1c}$ |
| $Z'_{44,c}$ | $Z_{44,c}$ |
| $Z'_{51,c}$ | $Z_{51,c}$ |
| $Z'_{55,c}$ | $Z_{55,c}$ |
| $Z'_{66,c}$ | $Z_{66,c}$ |
| $Z'_{71,c}$ | $Z_{71,c}$ |
| $Z'_{72,c}$ | $Z_{72,c}$ |
| $Z'_{77,c}$ | $Z_{77,c}$ |

Tabla 3.16 Términos $f'_{ij,c}$

| | |
|-------------|---|
| $f'_{11,c}$ | $f_{11,c}$ |
| $f'_{21,c}$ | $f_{21,c} + (\rho_L h_L - \rho_V h_V) A_{sr,c} L_2 g_{i,m}^{1c} \dot{h}_{ec}$ |
| $f'_{31,c}$ | $f_{31,c}$ |
| $f'_{41,c}$ | $f_{41,c} + (\rho_L - \rho_V) A_{sr,c} L_2 g_{i,m}^{1c} \dot{h}_{ec}$ |
| $f'_{51,c}$ | $f_{51,c}$ |
| $f'_{61,c}$ | $f_{61,c}$ |
| $f'_{71,c}$ | $f_{71,c}$ |

3.8 INICIALIZACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES

Para obtener la solución del problema dinámico de los intercambiadores (evaporador y condensador), hay que resolver los sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias (3.54) y (3.83). Ello requiere inicializar primero el sistema, lo que consiste en determinar los valores de las incógnitas de los sistemas de ecuaciones (cinco para el evaporador y siete para el condensador), en el instante inicial. Para ello hay que resolver el problema estacionario en el primer paso de tiempo, lo que supone que las derivadas de las incógnitas son nulas. En consecuencia debemos resolver los sistemas de ecuaciones:

$$\begin{aligned} [Z_e]^{-1}[f_e(x_e, u_e)] &= 0 \\ [Z_c]^{-1}[f_c(x_c, u_c)] &= 0 \end{aligned} \quad (3.142)$$

Los resultados serán pues los valores iniciales las longitudes de las zonas en el evaporador y condensador, las presiones de evaporación y condensación, las entalpías de salida de los intercambiadores y las temperaturas de los tubos en cada zona.

La tubería de descarga se puede resolver de manera similar planteando un sistema de ecuaciones diferenciales y resolviendo:

$$[Z_d]^{-1}[f_d(x_d, d)] = 0 \quad (3.143)$$

También puede resolverse mediante una correlación experimental.

A continuación vamos a exponer la resolución del problema estacionario en los intercambiadores del sistema.

3.8.1 INICIALIZACIÓN DEL EVAPORADOR

El evaporador se puede resolver bien como elemento aislado o bien formando un subsistema junto con la válvula de expansión. En cada caso el sistema de ecuaciones para la inicialización será diferente, y los mostramos en los apartados siguientes.

3.8.1.1 INICIALIZACIÓN SIN VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Las ecuaciones para el evaporador con las zonas de evaporación y recalentamiento están dadas por los siguientes balances de energía, (3.144), entre el refrigerante y las paredes del metal, y entre éstas y el ambiente, que en este caso es agua glicolada:

Balances en la zona de evaporación

$$\dot{m}_r(h_{V,e} - h_{ee}) = \alpha_{in,1e}A_{in,1e}(T_{t,1e} - T_{r,1e})$$

$$\dot{m}_gCp_{g,1e}(T_{g,ie} - T_{g,se}) = \alpha_{ex,1e}A_{ex,1e}(T_{g,1e} - T_{t,1e})$$

$$\dot{m}_r(h_{V,e} - h_{ee}) = \dot{m}_gCp_{g,1e}(T_{g,ie} - T_{g,se})$$

Balances en la zona de recalentamiento

$$\dot{m}_r(h_{se} - h_{V,e}) = \alpha_{in,2e}A_{in,2e}(T_{t,2e} - T_{r,2e}) \quad (3.144)$$

$$\dot{m}_gCp_{g,2e}(T_{g,ee} - T_{g,ie}) = \alpha_{ex,2e}A_{ex,2e}(T_{g,2e} - T_{t,2e})$$

$$\dot{m}_r(h_{se} - h_{V,e}) = \dot{m}_gCp_{g,2e}(T_{g,ee} - T_{g,ie})$$

Ecuación de cierre

$$A_{ex,e} = A_{ex,1e} + A_{ex,2e}$$

Las tres primeras ecuaciones son los balances de energía en la zona de evaporación entre el refrigerante y la pared del tubo, entre el tubo y el glicol, y entre el refrigerante y el glicol, respectivamente, Fig. 3.6 y Fig. 3.13. Las tres siguientes son los mismos balances de energía pero en la zona de recalentamiento. La última ecuación es de cierre.

Las incógnitas del sistema anterior son $T_{t,1e}$, $T_{t,2e}$, T_{evap} , $A_{ex,1e}$, $A_{ex,2e}$, $T_{g,ie}$ y $T_{g,se}$. Las temperaturas del glicol, del refrigerante y de las paredes del tubo en cada una de las dos zonas 1e y 2e son los valores medios en dichas zonas. El grado de recalentamiento GR es una entrada que está implícita en las expresiones de $T_{r,2e}$ y h_{se} pues ambas son funciones de T_{evap} y $T_{r,se}$, siendo a su vez $T_{r,se} = T_{evap} + GR$.

La resolución del sistema de ecuaciones se realiza mediante el software Matlab y las propiedades del refrigerante se calculan utilizando librerías dinámicas de Refprop [129].

3.8.1.2 INICIALIZACIÓN CON VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En el caso de inicializar el conjunto evaporador-válvula de expansión el sistema de ecuaciones es el mismo que el anterior al que se le añade la ecuación del modelo de la válvula, ecuación (3.6). Con ello GR se convierte en incógnita y GE es la nueva entrada. En la Fig. 3.19 tenemos un diagrama de flujo del proceso de resolución del problema dinámico: partiendo de las entradas se obtienen los valores iniciales mediante el modelo estacionario, y a partir de ellos se obtienen las salidas del sistema.

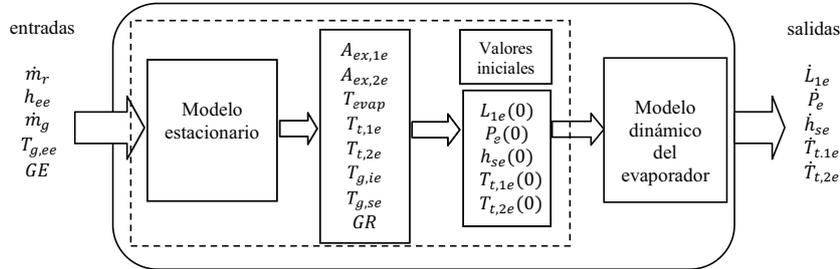


Fig. 3.19 Esquema del modelo del evaporador con válvula de expansión

3.8.1.3 INICIALIZACIÓN DEL CONDENSADOR

Para resolver el condensador planteamos los balances de energía en las tres zonas entre el refrigerante y la pared del tubo, entre éste y el agua que circula por su interior, y entre el refrigerante y el agua, Fig. 3.10:

Zona de vapor recalentado

$$\begin{aligned} \dot{m}_{r,ec}(h_{ec} - h_v) + \alpha_{ex,1c}A_{ex,1c}(T_{t,1c} - T_{r,1c}) &= 0 \\ \alpha_{ex,1c}A_{ex,c}(T_{r,1c} - T_{t,1c}) + \alpha_{in,1c}A_{in,c}(T_{a,1c} - T_{t,1c}) &= 0 \\ \dot{m}_a C p_{a,1c}(T_{a,sc} - T_{a,ii}) + \dot{m}_{ec}(h_v - h_{ec}) &= 0 \end{aligned}$$

Zona de condensación

$$\begin{aligned} \dot{m}_{r,ec}(h_v - h_L) + \alpha_{ex,2c}A_{ex,2c}(T_{t,2c} - T_{r,2c}) &= 0 \\ \alpha_{ex,2c}A_{ex,c}(T_{r,2c} - T_{t,2c}) + \alpha_{in,2c}A_{in,c}(T_{a,2c} - T_{t,2c}) &= 0 \\ \dot{m}_a C p_{a,2c}(T_{a,ii} - T_{a,i}) + \dot{m}_{ec}(h_L - h_v) &= 0 \end{aligned} \quad (3.145)$$

Zona de subenfriamiento:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{r,sc}(h_L - h_{sc}) + \alpha_{ex,3c}A_{ex,3c}(T_{t,3c} - T_{r,3c}) &= 0 \\ \alpha_{ex,3c}A_{ex,c}(T_{r,3c} - T_{t,3c}) + \alpha_{in,3c}A_{in,c}(T_{a,3c} - T_{t,3c}) &= 0 \\ \dot{m}_a C p_{a,3c}(T_{a,i} - T_{a,ec}) + \dot{m}_{sc}(h_{sc} - h_L) &= 0 \end{aligned}$$

Suposición simplificadora:

$$\dot{m}_{r,ec} = \dot{m}_{r,sc}$$

En el diagrama de flujo de la Fig. 3.20 se representa cómo a partir de las entradas (primer punto), el modelo estacionario proporciona los valores iniciales para el modelo dinámico, el cual calcula las salidas del sistema:

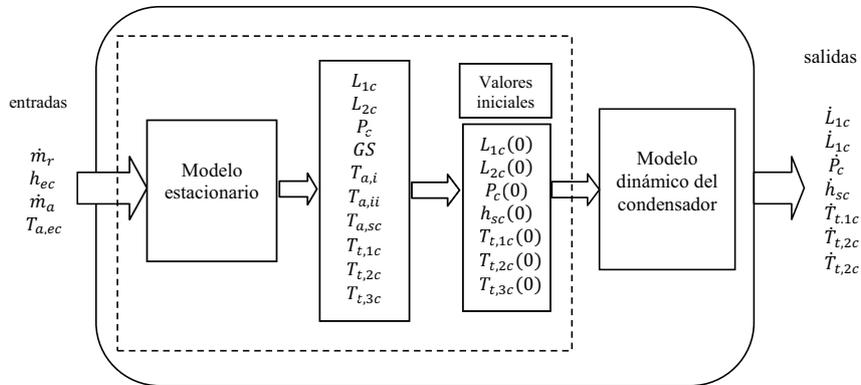


Fig. 3.20 Esquema del modelo del condensador.

3.9 SOLUCIÓN DEL MODELO DEL EVAPORADOR

Al ejecutar el modelo del evaporador se llama en primer lugar a la subrutina de inicialización donde se resuelve el problema estacionario, (apartado 3.8.1.2), Fig. 3.19. Una vez calculados los valores iniciales se ejecuta el modelo dinámico, cuyo diagrama de flujo se representa en la Fig. 3.21, tomando los datos de entrada y las características geométricas.

El código permite ejecutar el modelo del evaporador, descrito en el apartado 3.7, y también comparar los resultados que el modelo proporciona en los diferentes casos planteados. Por ello vamos a describir seguidamente las comparaciones que pretendemos realizar y cómo proceder a la hora de seleccionar los casos a ejecutar.

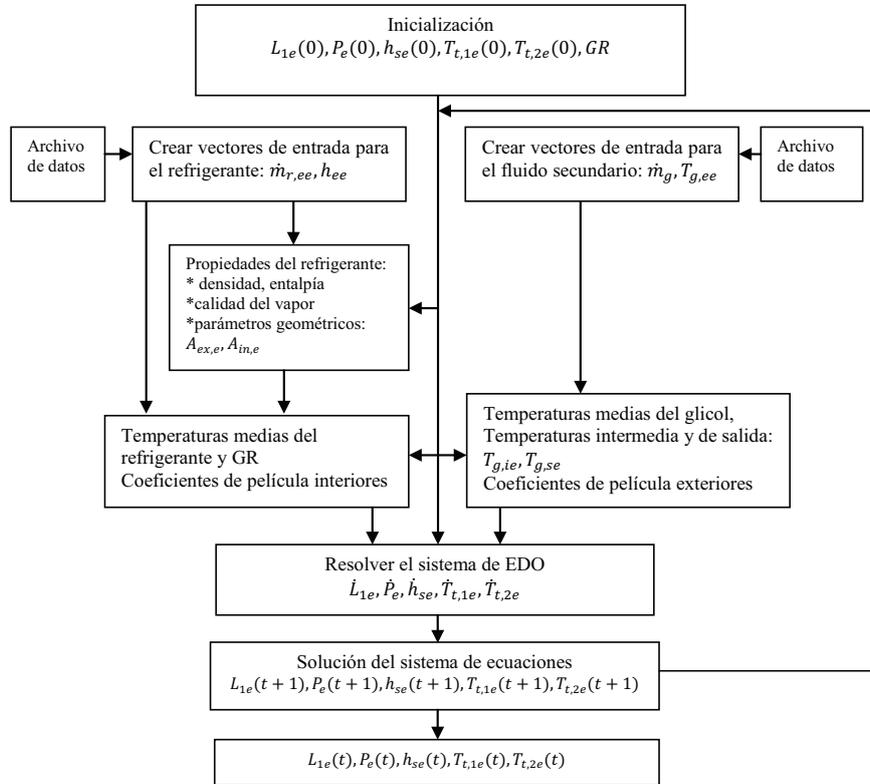


Fig. 3.21 Diagrama de flujo de la resolución del evaporador

3.9.1 COMPARACIONES A EFECTUAR

En apartados anteriores hemos comentado el objetivo de comparar los resultados del modelo cuando empleamos las fracciones medias de huecos obtenidas a partir de la calidad de flujo, γ_{XS} , y a partir de la tasa de evaporación, γ_{JS} . Pero teniendo en cuenta que dichas fracción media de huecos se obtienen al integrar las fracciones locales, que a su vez incluyen las distintas posibles correlaciones para el deslizamiento S (apartados 3.6.1 y 3.6.2), es por lo que se obtienen distintas expresiones para γ_{XS} y γ_{JS} según la correlación empleada. Así, al sustituir S por cada una de las expresiones S_h, S_z, S_{Sm} y S_{Ch} en (3.108) e integrar obtendremos las ecuaciones para $\gamma_{XS_h}^{1e}, \gamma_{XS_z}^{1e}, \gamma_{XS_{Sm}}^{1e}$ y $\gamma_{XS_{Ch}}^{1e}$, mientras que al sustituir en (3.124) obtenemos $\gamma_{JS_h}^{1e}, \gamma_{JS_z}^{1e}, \gamma_{JS_{Sm}}^{1e}$ y $\gamma_{JS_{Ch}}^{1e}$.

Se obtendrá una primera serie de comparaciones al sustituir en el modelo las ecuaciones para γ_{XS} y γ_{JS} obtenidas con $S = S_h, S_z, S_{Sm}$ y S_{Ch} , Tabla 3.17:

Tabla 3.17 Comparaciones entre γ_{xS} y γ_{JS}

| | Comparación de resultados con γ_{xS} y con γ_{JS} | |
|--------------|--|--------------------|
| | γ_{xS} | γ_{JS} |
| $S = S_h$ | γ_{xS_h} | γ_{JS_h} |
| $S = S_z$ | γ_{xS_z} | γ_{JS_z} |
| $S = S_{sm}$ | $\gamma_{xS_{sm}}$ | $\gamma_{JS_{sm}}$ |
| $S = S_{ch}$ | $\gamma_{xS_{ch}}$ | $\gamma_{JS_{ch}}$ |

Por otra parte, también cabría plantearse verificar que al no despreciar las respectivas derivadas $\dot{\gamma}_{xS}^{1e}$ y $\dot{\gamma}_{JS}^{1e}$ (con $S = S_h, S_z, S_{sm}$ y S_{ch}), los resultados del modelo son iguales o mejores que cuando se anulan (frente a variaciones de presión en el condensador, y cuando $x_1 \rightarrow 0$ en el evaporador), y analizar si bajo alguna otra circunstancia se obtienen mejores resultados. Es decir, que en principio habría que efectuar las comparaciones entre los resultados obtenidos con γ_{xS} y con $\dot{\gamma}_{xS}$, por una parte, y por otra, entre los obtenidos con γ_{JS} y con $\dot{\gamma}_{JS}$, (Tabla 3.18):

Tabla 3.18 Comparaciones empleando las fracciones medias de huecos y sus respectivas derivadas

| | Comparación de resultados con γ_{xS} y con $\dot{\gamma}_{xS}$ | | Comparación de resultados con γ_{JS} y con $\dot{\gamma}_{JS}$ | |
|--------------|--|--------------------------|--|--------------------------|
| | γ_{xS} | $\dot{\gamma}_{xS}$ | γ_{JS} | $\dot{\gamma}_{JS}$ |
| $S = S_h$ | γ_{xS_h} | $\dot{\gamma}_{xS_h}$ | γ_{JS_h} | $\dot{\gamma}_{JS_h}$ |
| $S = S_z$ | γ_{xS_z} | $\dot{\gamma}_{xS_z}$ | γ_{JS_z} | $\dot{\gamma}_{JS_z}$ |
| $S = S_{sm}$ | $\gamma_{xS_{sm}}$ | $\dot{\gamma}_{xS_{sm}}$ | $\gamma_{JS_{sm}}$ | $\dot{\gamma}_{JS_{sm}}$ |
| $S = S_{ch}$ | $\gamma_{xS_{ch}}$ | $\dot{\gamma}_{xS_{ch}}$ | $\gamma_{JS_{ch}}$ | $\dot{\gamma}_{JS_{ch}}$ |

Más adelante veremos qué comparaciones cabe efectuar.

Finalmente, otra comparación que nos proponemos realizar es ver cómo afecta a los resultados del modelo el empleo de las distintas soluciones al problema de la temperatura del tubo en los puntos de separación entre las distintas zonas. Esta comprobación es interesante y en la literatura se mencionan los métodos de resolución [113,114,127], así como el efecto sobre los resultados, pero no se encuentran estudios comparativos sobre los mismos.

3.9.2 SELECCIONES PARA LA EJECUCIÓN DEL MODELO DEL EVAPORADOR

Resumiendo lo dicho en el apartado anterior tenemos, que dependiendo del deslizamiento S que escojamos y de si queremos o no incluir en el modelo la derivada de la fracción media de huecos (obtenida a partir de dicho deslizamiento), se podrán efectuar las diferentes comparaciones mencionadas en la Tabla 3.17 y Tabla 3.18. Además, podremos seleccionar uno de los modelos relativos a la temperatura del tubo en los puntos entre zonas.

Para proceder pues con esas comparaciones, se selecciona primero la expresión del deslizamiento S (de las englobadas en el grupo de las obtenidas a partir de las fracciones medias de huecos correlacionadas con el deslizamiento), que podrá ser del tipo de las independientes de la calidad x como S_h, S_R y S_Z , o del tipo de las dependientes de x , que serán los casos $xS_{Sm}, xS_{Ch}, JS_{Sm}$, o JS_{Ch} , (en los que aparece J se aplica la fracción local de huecos de Jensen). Seguidamente se elige la expresión γ_{xS} o γ_{JS} donde se sustituirá S , determinando también si se incluye o no la derivada de la fracción media de huecos seleccionada. Después se puede elegir uno de los modelos relativos a la temperatura del tubo en los puntos entre zonas.

En lo que resta de este apartado vamos a describir los diagramas de flujo que muestran el proceso de resolución.

S independiente de x

Comenzamos por seleccionar uno de los tres deslizamientos independientes de x que estudiamos y que se mencionan en el Anexo A, (Fig. 3.22). Tras la selección de un caso se leen los valores de los coeficientes (previamente calculados) de los términos de la derivada temporal \dot{S}_k , a la que podemos asignar la forma general:

$$\dot{S}_k = \varepsilon_{i,k} \dot{h}_{ee} + \varepsilon_{p,k} \dot{P}_e \quad (3.146)$$

donde $k = h, R, Z, \dots$ indica el caso (homogéneo, Rigot o Zivi). Los coeficientes $\varepsilon_{i,k}$ y $\varepsilon_{p,k}$ se emplean después, en los términos de las derivadas de las ecuaciones de γ_{xS}^{1e} y γ_{JS}^{1e} . La expresión de S se incorpora a la ecuación general de γ_{xS}^{1e} , ecuación (3.15). Esta ecuación está descompuesta en términos $g_{xS,j}^{1e}$ ($j = 1, 2, 3, 4$), como se muestra en la ecuación (B.1) del Anexo B, para facilitar su derivación; al derivarlos dan lugar a otros, $g_{xS,jk}^{1e}$, (con $j = 1, 2, 3, 4$; $k = 1, 2$), de la Tabla B.1, con los que se forman los coeficientes de los términos de la derivada $\dot{\gamma}_{xS}$ vistos en (3.136), $g_{p,m}^{1e}$ y $g_{i,m}^{1e}$, ($m = xS, JS$). Se procede de igual manera con γ_{JS}^{1e} para obtener los términos de $\dot{\gamma}_{JS}$.

Con estos coeficientes preparados se puede seleccionar uno de los siguientes cuatro posibles casos particulares, en los que se especifica la fracción media de huecos seleccionada, y si incluimos la correspondiente derivada o no. Así, los casos primero y tercero corresponden al uso del modelo con las expresiones γ_{xS}^{1e} o γ_{JS}^{1e} respectivamente (pero donde se desprecian sus derivadas), mientras que en los otros dos sí se incluyen.

En cuanto al coeficiente $\varepsilon_{i,k}$, es nulo en los casos en que S no depende de x y solo depende de la presión.

Diagrama de flujo para la solución del evaporador con $\gamma_{xS}, \dot{\gamma}_{xS}, 0$ con $\gamma_{jS}, \dot{\gamma}_{jS}$

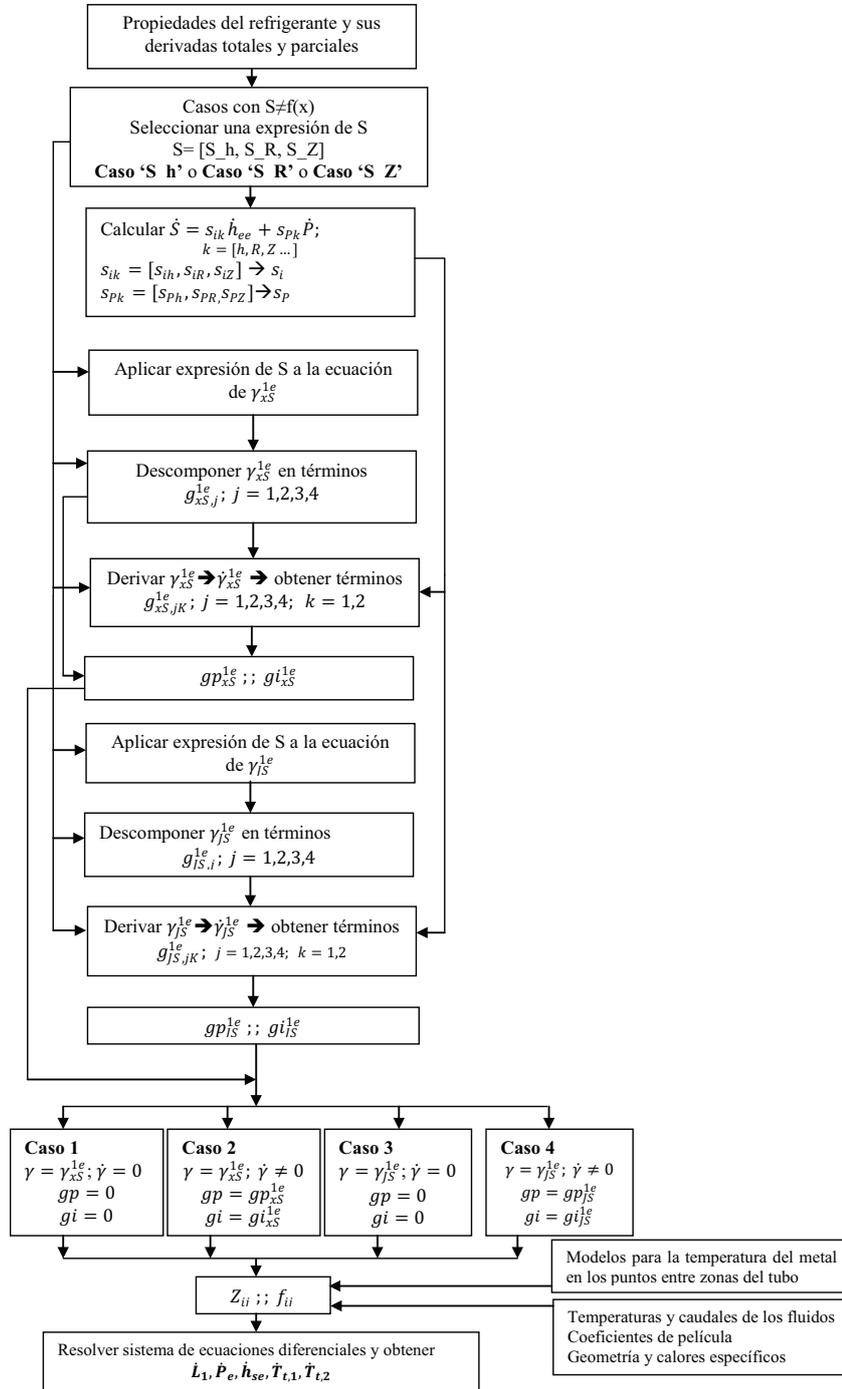


Fig. 3.22 Diagrama de flujo para S independiente de la calidad x.

S dependiente de x

Los deslizamientos S que hemos elegido en este trabajo y que son dependientes de x son los propuestos por Smith ($S = S_{Sm}$) y Chisholm ($S = S_{Ch}$), (Anexo A), y se aplicarán en las ecuaciones (3.107) o (3.127).

De esa manera, cuando queremos obtener la $\gamma_{xS_{Ch}}$ sustituimos la expresión del deslizamiento $S = S_{Ch}$ en (3.107) y calculamos seguidamente mediante métodos numéricos la fracción media de huecos correspondiente, $\gamma_{xS_{Ch}}^{1e}$, (Fig. 3.23) De manera similar calculamos $\gamma_{xS_{Sm}}^{1e}$.

Cuando empleamos el método de Jensen, puesto que la expresión de la fracción local es complicada de resolver en el caso del deslizamiento dependiente de x , es por lo que calculamos el valor medio de S_{Ch} y S_{Sm} en la zona bifásica para sustituirla en (3.127). En el caso de S_{Ch} el valor medio es una integral inmediata mientras que para S_{Sm} hay que calcular su valor medio numéricamente, (Fig. 3.24).

Una vez obtenida $\gamma_{xS_{Ch}}$ (o $\gamma_{xS_{Sm}}$) y $\gamma_{JS_{Ch}}$ (o $\gamma_{JS_{Sm}}$), si además queremos incorporar la expresión de sus derivadas en el modelo, éstas las calculamos como cociente de incrementos $\Delta\gamma/\Delta t$. Este cociente resulta ser una aproximación para el análisis de cada transitorio aisladamente, pues si se aplica al análisis de la serie de transitorios produce inestabilidades. Reservamos para trabajos futuros utilizar otros métodos para el cálculo de dichas derivadas.

Temperatura en los puntos entre zonas del tubo

Conforme se ha explicado anteriormente (apartados 3.5.1.7, 3.5.1.8, 3.5.3.2.7 y 3.5.3.2.8), se pueden aplicar cuatro modelos para la asignación de valores a las temperaturas de la pared del tubo en los puntos entre las zonas. Se tratará pues de seleccionar un modelo de entre el ‘sencillo’ (empleado en primer lugar), ‘sencillo con derivadas’, ‘temperatura media’ y ‘temperatura media ponderada’. De acuerdo con la literatura [113, 127] se deberían observar cambios en los resultados de los modelos, pero puesto que esos cambios no se documentan es por lo que trataremos de verificarlos cuando validemos el modelo (capítulo5).

Diagrama de flujo para la solución del evaporador con γ_{xS_Ch} , $\dot{\gamma}_{xS_Ch}$, o con γ_{xS_Sm} , $\dot{\gamma}_{xS_Sm}$.

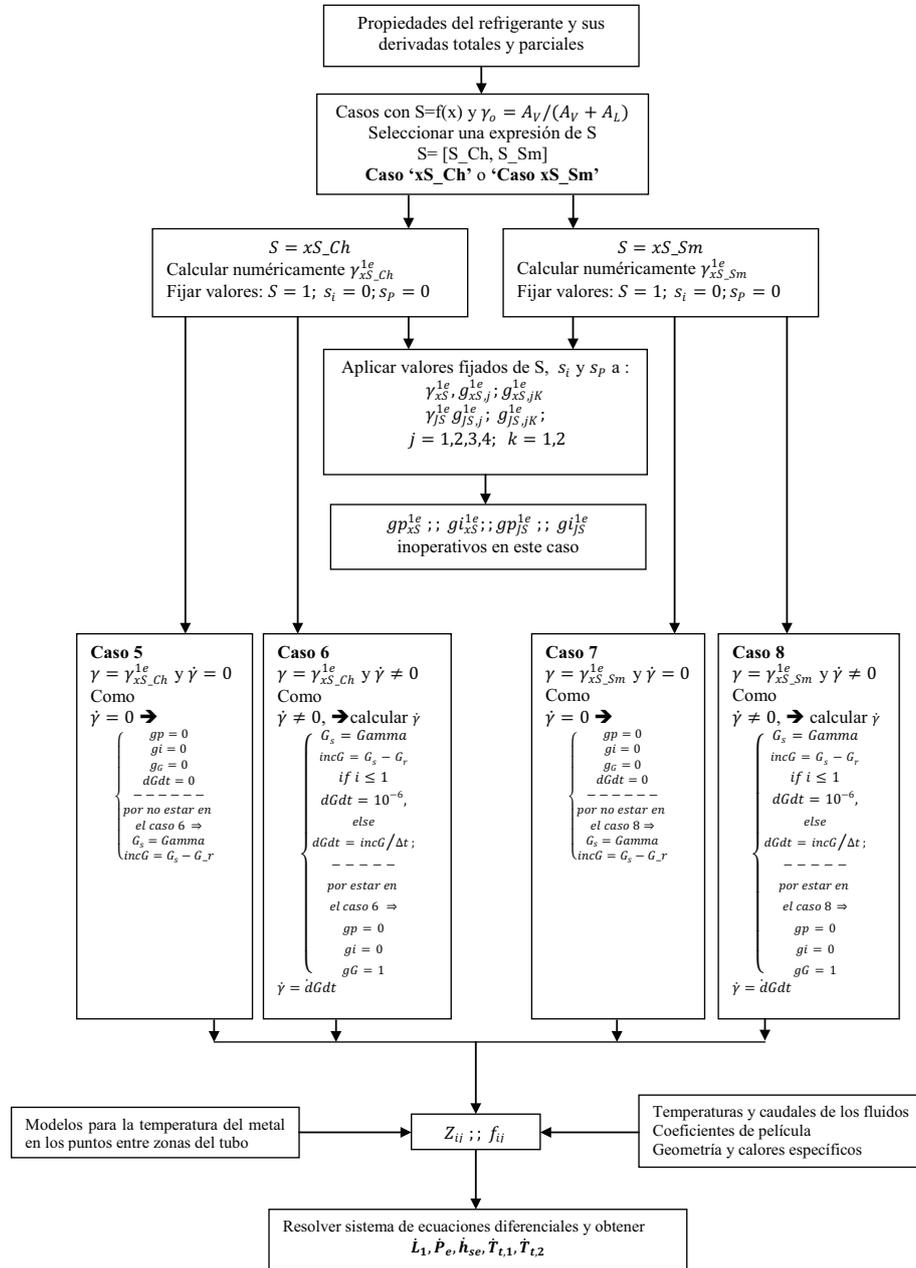


Fig. 3.23 Diagrama de flujo para la resolución del evaporador para los deslizamientos S_{Ch} y S_{Sm} , con y sin derivada de $\gamma_{xS_Ch}^{1e}$ y $\gamma_{xS_Sm}^{1e}$

Diagrama de flujo para la solución del evaporador con γ_{xs_Ch} , $\dot{\gamma}_{xs_Ch}$, 0 con γ_{xs_Sm} , $\dot{\gamma}_{xs_Sm}$

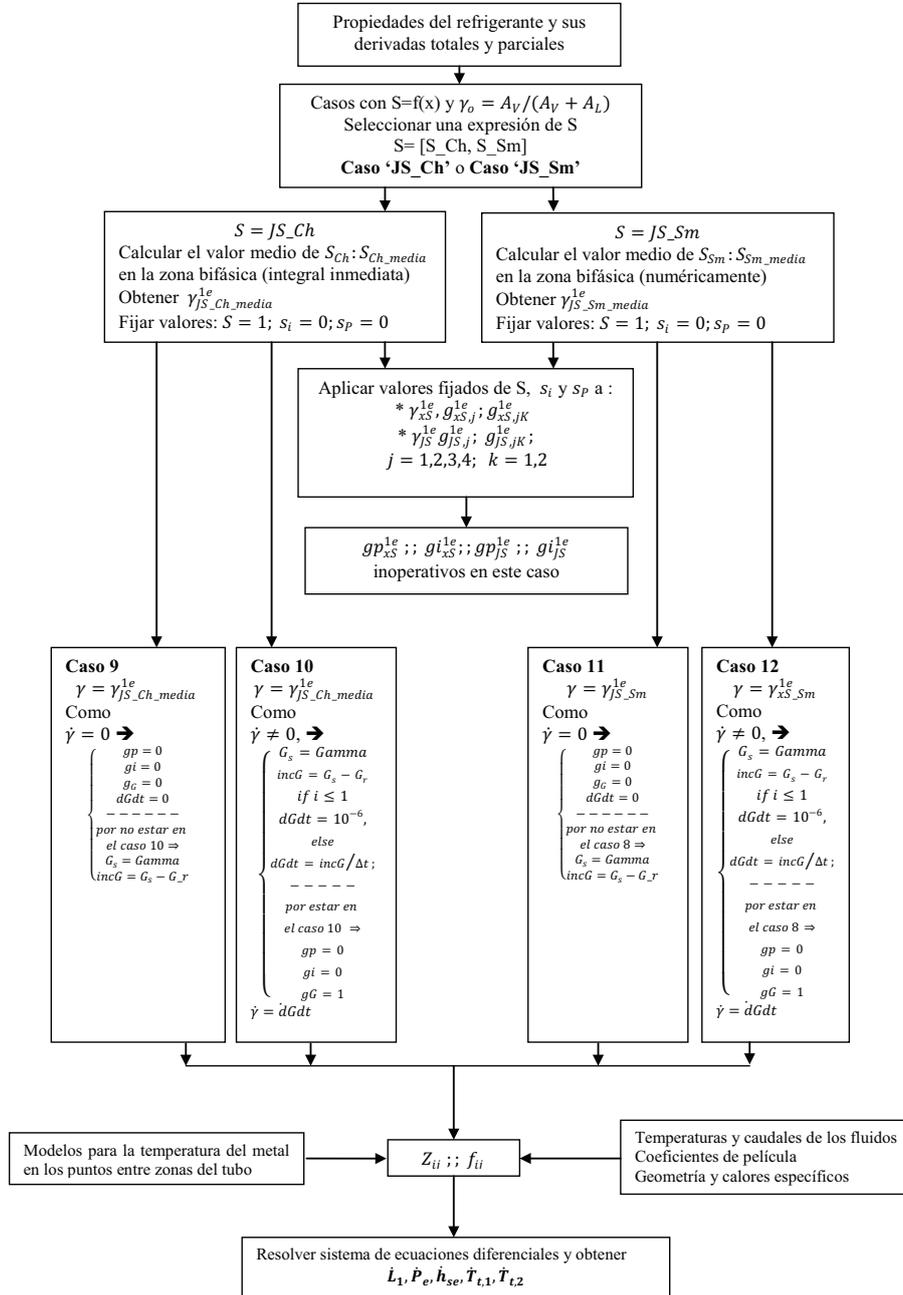


Fig. 3.24 Diagrama de flujo para la resolución del evaporador para los deslizamientos S_{Ch} y S_{Sm} , con y sin derivada de $\gamma_{JS_Ch}^{1e}$ y $\gamma_{JS_Sm}^{1e}$

3.10 SOLUCIÓN DEL MODELO DEL CONDENSADOR

Al ejecutar el modelo del condensador se llama en primer lugar a la subrutina de inicialización, donde se resuelve el problema estacionario (apartado 3.8.1.3), Fig. 3.20. Una vez calculados los valores iniciales se ejecuta el modelo dinámico, cuyo diagrama de flujo se representa en la Fig. 3.25. Tras crear los vectores de las entradas mediante el archivo de datos se calculan las propiedades del refrigerante y las superficies interna y externa de los tubos del evaporador.

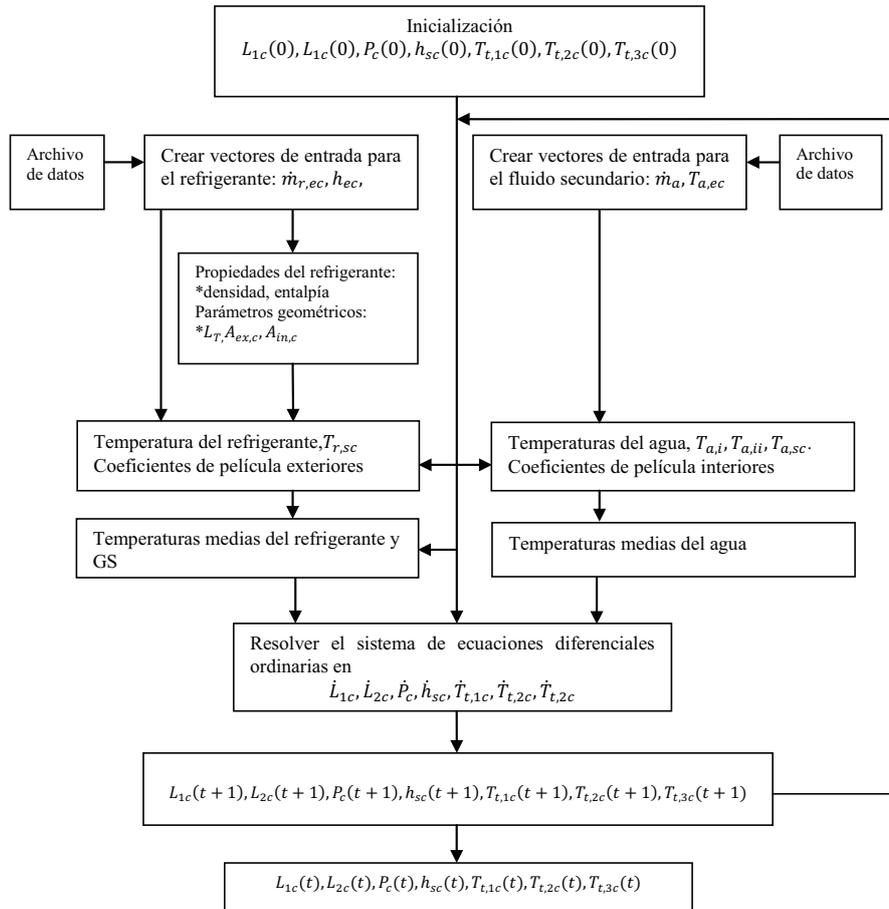


Fig. 3.25 Diagrama de flujo para la resolución del condensador

A partir de los valores iniciales $h_{sc}(0)$ y $P_c(0)$ se obtiene $T_{r,sc}$, que junto con las entradas y otras salidas del modelo proporcionan los coeficientes de película exteriores. De igual manera, con las entradas por parte del fluido secundario y con los valores iniciales se calculan las temperaturas del agua en los puntos entre las sucesivas zonas $T_{a,i}$, $T_{a,ii}$ y $T_{a,sc}$, y luego las temperaturas medias del agua. Con todo lo anterior se

resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias con las cuales obtenemos la solución del problema dinámico del condensador para cada paso de programa.

3.11 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se presentan los modelos de cada parte del sistema de compresión de vapor. Los modelos de cada elemento se basan en principios físicos, aunque para el compresor se utilizan correlaciones empíricas para los rendimientos volumétricos.

Los modelos de los intercambiadores de calor se basan en el método de los límites móviles. Las ecuaciones de los modelos se obtienen por integración eliminando la dependencia espacial en las ecuaciones de Navier-Stokes si bien se puede obviar la ecuación del momento gracias a las suposiciones simplificadoras.

Las ecuaciones presentadas están preparadas para incorporar los distintos modelos para la temperatura de las paredes de los tubos. El modelo de la temperatura media ponderada del evaporador lo hemos extendido al caso del condensador.

Un aspecto esencial de las ecuaciones del modelo es el empleo de la fracción media de huecos y su derivada temporal. A este respecto, de entre todas las expresiones para dicha fracción media nos centramos en las correlacionadas con el deslizamiento. Por otra parte, y con objeto de ganar en robustez el modelo incluye la expresión de la derivada de la fracción media, con lo que se pueden cubrir situaciones como la de fuerte subenfriamiento en la salida del condensador y situaciones de variaciones sensibles de la presión de condensación.

En cuanto al deslizamiento se describen las cuatro expresiones que se emplearán para verificar cuál proporciona los mejores resultados. Las de Smith y Chisholm dependen de la calidad, por lo cual se toman sus valores medios en la zona bifásica.

Finalmente se presentan los diagramas de flujo que muestran la solución de los modelos del evaporador y del condensador.

Capítulo 4. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN Y ENSAYOS

4.1 GENERALIDADES DE LA INSTALACIÓN

Después de haber desarrollado el modelo es necesario describir la configuración del sistema, los detalles del banco de pruebas y los ensayos efectuados para la validación. La instalación que se ha utilizado para el desarrollo y validación del modelo físico estacionario propuesto en este trabajo doctoral pertenece al grupo ISTENER y está situada en el Laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universidad Jaume I.

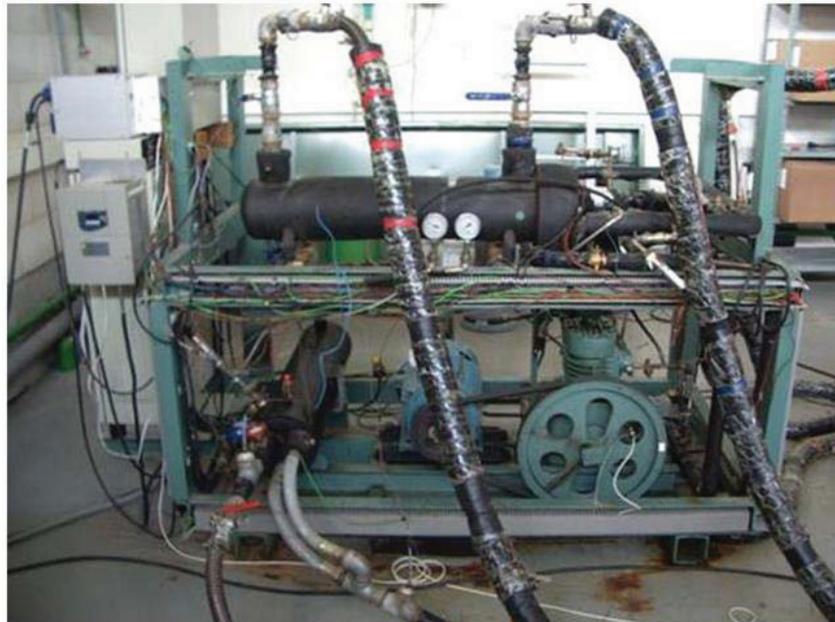


Fig. 4.1 Instalación simple de compresión de vapor.

La instalación, mostrada en la Fig. 4.1, consiste en un circuito simple de compresión de vapor. Su diseño y construcción ha estado orientado al análisis y diagnóstico de su comportamiento en un amplio rango de condiciones de operación. La instalación cuenta con sensores para la medición de los principales variables como:

presión, temperatura, caudales, régimen de giro, entre otras. El circuito consta de los componentes básicos: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. Por otra parte, la instalación está adaptada para trabajar con distintos refrigerantes, aunque en este trabajo hemos utilizado el fluido R134a.

4.2 CIRCUITOS PRINCIPALES DE 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.

Estos circuitos tienen características particulares que se describen a continuación con mayor detalle.

4.2.1 CIRCUITO FRIGORÍFICO SIMPLE

El circuito frigorífico se muestra en la Fig. 4.1, y 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; cuenta además, 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 se enfría 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. Seguidamente, el refrigerante entra en el 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.

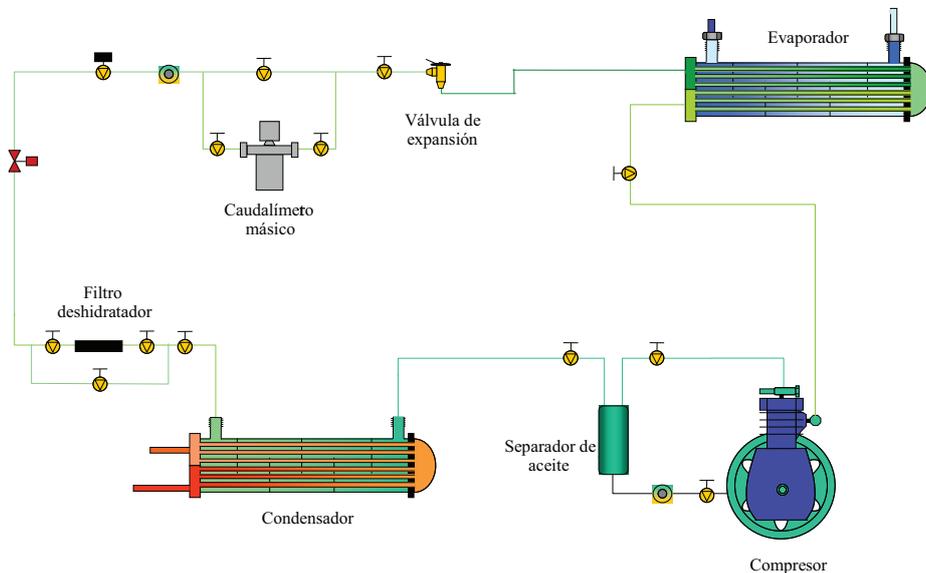


Fig. 4.2 Esquema del circuito frigorífico de compresión de vapor.

4.2.2 CIRCUITO SECUNDARIO DEL EVAPORADOR

En un proceso de refrigeración por evaporación el fluido secundario es enfriado como consecuencia de la transmisión de calor al refrigerante que se evapora. Por ello, 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.

La mezcla agua-glicol, enfriada previamente en el evaporador, es transportada hacia el depósito a través de la bomba 1, como se ilustra en la Fig. 4.3. Dentro del depósito y 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, lo que 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 función de la bomba 2 es recircular el fluido del tanque a fin de evitar el fenómeno de estratificación, conseguir una homogenización en el depósito y evitar fluctuaciones que puedan repercutir en el funcionamiento del evaporador y del sistema. El circuito cuenta

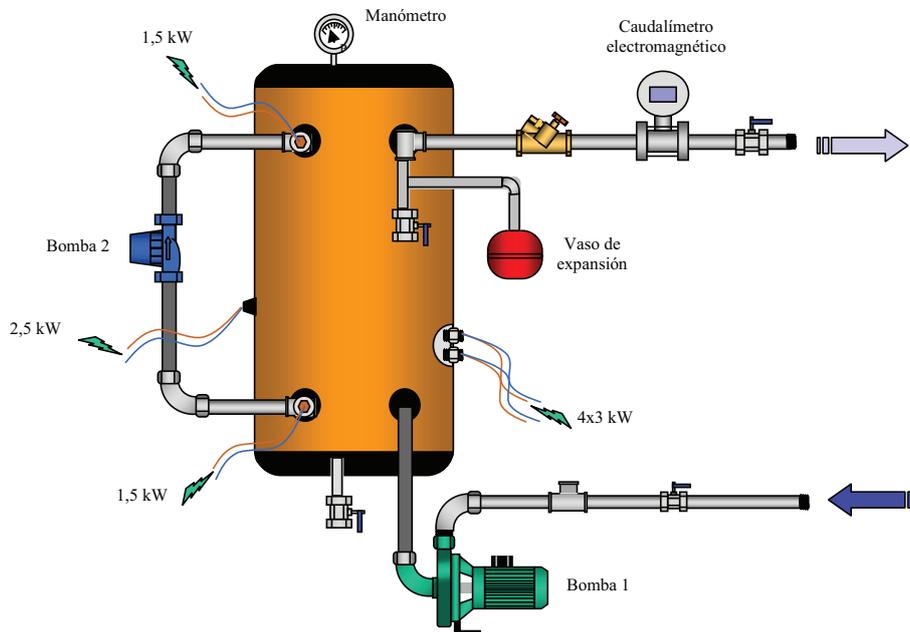


Fig. 4.3 Circuito secundario de aportación de carga térmica al evaporador

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



Fig. 4.4 Vaso de expansión del CAC.



Fig. 4.5 Caudalímetro electromagnético del CAC.

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 Fig. 4.10 ilustran los equipos que físicamente están ubicados en el circuito aportador de carga (CAC).



Fig. 4.6 Depósito acumulador.



Fig. 4.7 Bomba de empuje del CAC.

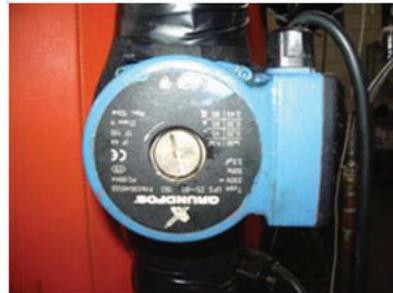


Fig. 4.8 Bomba de recirculación.



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.

| | | | |
|-------------------------------|--|--------------------------------------|---|
| Vaso de expansión | Marca ELBI Presión máx. 1 MPa Volumen: 18 L Temperatura: -10°C a 99°C | Caudalímetro electromagnético | Marca: ADMAG SE Tamaño: 25 mm Potencia: 10 W Corriente: 4-20 mA Precisión de $\pm 0.33\%$ |
| Depósito acumulador | Marca Lapesa Modelo: G-500-R Volumen: 500 L Presión máx. 0.8 MPa Temp. máx. 90°C | Bomba de empuje | Marca SACI Caudal: 1-6 m ³ /h Potencia: 1.8kW |
| Bomba de recirculación | Marca GRUNDFOS Presión máx. 1 MPa 230 V, 50 Hz | Manómetro | Rango: 0-0.6 MPa |
| | | Sonda de temperatura | 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, que 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 necesario 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 Fig. 4.12, proporciona el movimiento del fluido por el circuito. El manómetro, Fig. 4.13, nos indica la presión a la cual se encuentra el circuito, que por lo general se mantiene en 0.19 MPa aproximadamente. Tras el manómetro el circuito de disipación cuenta con un vaso de expansión por seguridad, Fig. 4.14; tras él está el caudalímetro electromagnético, Fig. 4.16, para la medición del caudal, que es registrada por el sistema de adquisición de datos, y posteriormente la enfriadora, Fig. 4.15.

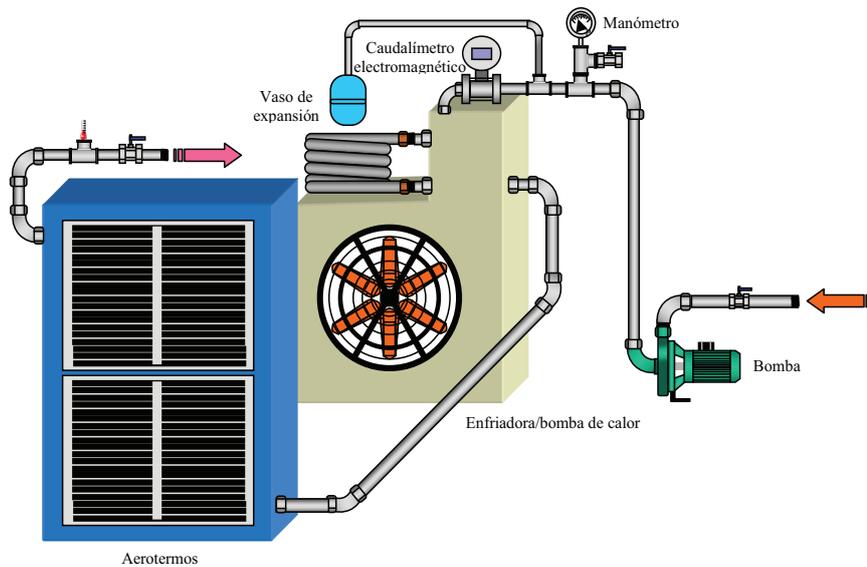


Fig. 4.11 Esquema del circuito de disipación de calor.

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.

Dependiendo de las condiciones de operación requeridas en el circuito frigorífico, el sistema es capaz de fijarlas a voluntad.



Fig. 4.12 Bomba de empuje del CDC.



Fig. 4.13 Manómetro del CDC.



Fig. 4.14 Vaso de expansión del CDC



Fig. 4.16 Caudalímetro electromagnético del CDC



Fig. 4.15 Enfriadora



Fig. 4.17 Válvula de equilibrado STAD.



Fig. 4.18 Aerotermos

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.

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

El compresor montado en la instalación es un compresor alternativo de tipo abierto de la marca Bitzer, modelo V [130]. 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.

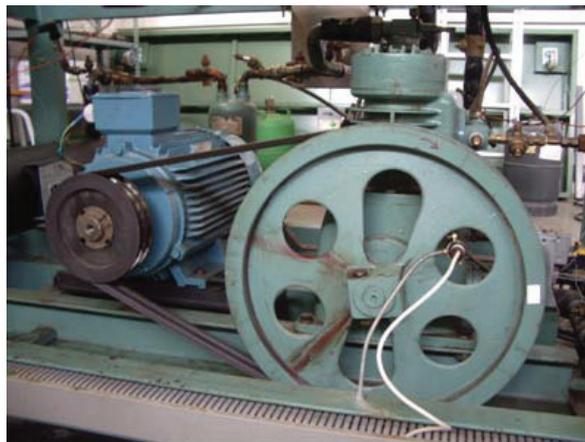


Fig. 4.19 Acoplamiento motor-compresor.

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 ³) | 2.5 |
| Régimen de giro mínimo (rpm) | 400 |
| Régimen de giro máximo (rpm) | 600 |
| Volumen desplazado* (m ³ /h) | 23.1 |
| Potencia frigorífica ** (kW) | 6.36 |
| | R134a |

* 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 función 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; se muestra en la Fig. 4.20 y los datos técnicos en la Tabla 4.4. 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 enfriamiento del refrigerante 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.

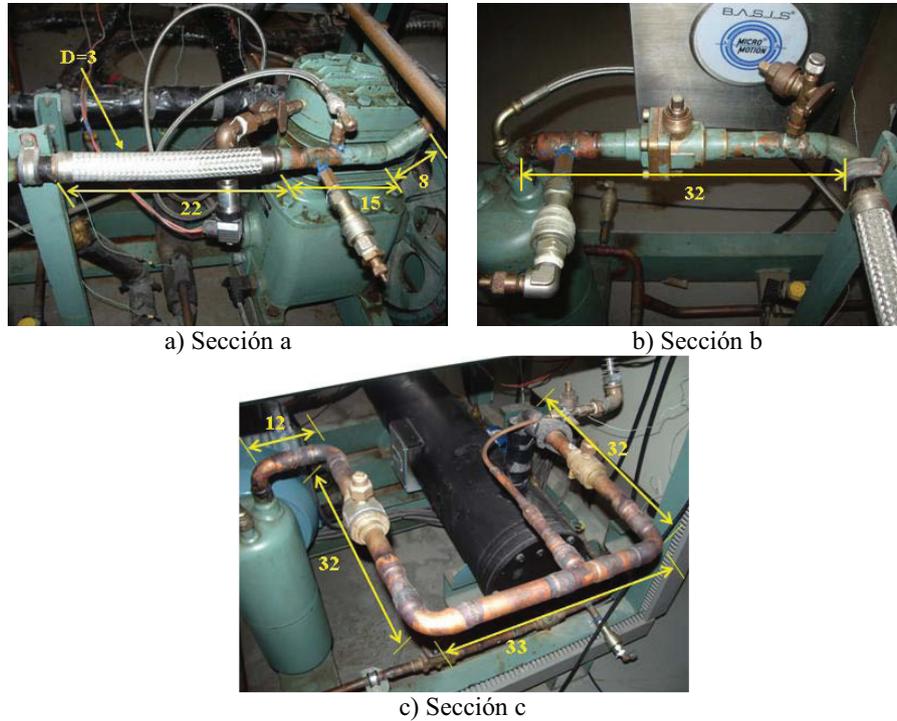


Fig. 4.21 Caracterización de la línea de descarga.

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.



Fig. 4.22 Condensador.

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 hm² °C/kJ

Tabla 4.5 Datos geométricos y técnicos del condensador.

| | |
|--|--------|
| Capacidad (kW) | 25.8 |
| Caudal lado carcasa (m ³ /h) | 3.7 |
| Pérdida de presión lado carcasa (MPa) | 0.043 |
| Volumen lado carcasa (m ³) | 0.0175 |
| Volumen lado de los tubos (m ³) | 0.0024 |
| Número de tubos (2 pasos) | 10 |
| Superficie lado refrigerante (m ²) | 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 | |

A la salida del condensador se encuentra un filtro deshidratador que sirve para mantener un nivel mínimo de humedad dentro del circuito. El agua y la humedad en circulación con el refrigerante es uno de los enemigos principales en un circuito frigorífico, pues 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.

La Tabla 4.6 muestra los datos técnicos del filtro

Tabla 4.6 Datos técnicos del filtro deshidratador.

| | |
|---------------------------|---------|
| Modelo | 4016/5 |
| Tipo de bolas molecular | |
| Volumen (m ³) | 0.00025 |
| Presión máx. (MPa) | 2.8 |

4.3.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

Después de que el fluido refrigerante pasa a través del filtro deshidratador, se dirige a la válvula de expansión (TXV), Fig. 4.24. Ésta controla el caudal de líquido que



Fig. 4.24 Válvula de expansión termostática.

entra en el evaporador para permitir el llenado de líquido en el evaporador para producir el frío de manera correcta y óptima, y evita que el compresor tenga golpes de líquido. En el esquema funcional de la válvula de expansión, Fig. 4.25 vemos que 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

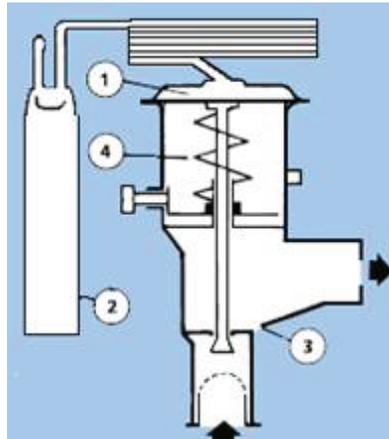


Fig. 4.25 Esquema funcional de la válvula de expansión termostática.

del bulbo por un lado de la membrana, y 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 [131].

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 |

4.3.4 EVAPORADOR

El evaporador de la instalación es de la serie TE17 marca ONDA. La Fig. 4.26 muestra que este intercambiador se encuentra totalmente aislado. Los datos técnicos



Fig. 4.26 Evaporador

Tabla 4.8 Datos geométricos y técnicos del evaporador.

| | |
|--|---------|
| Capacidad (kW) | 17 |
| Caudal lado carcasa (m ³ /h) | 2.9 |
| Pérdida de presión lado carcasa (MPa) | 0.019 |
| Volumen lado carcasa (m ³) | 0.008 |
| Volumen lado de los tubos (m ³) | 0.0033 |
| Número de tubos (2 pasos) | 38 |
| Superficie lado refrigerante (m ²) | 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 |

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

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 m²K/W
- Agua en circuito abierto, 0.000086 m²K/W
- Solución con glicol < 40%, 0.000086 m²K/W
- Solución con glicol > 40%, 0.000172 m²K/W

En lo que precede hemos mostrado las características técnicas generales de los componentes del circuito frigorífico, pues los datos técnicos son necesarios para el entendimiento y desarrollo del modelo presentado en esta tesis. En lo que sigue vamos comentar la otra parte importante para el desarrollo del modelo físico de la instalación, que es la instrumentación adecuada para cada una de las variables de interés.

4.4 INSTRUMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Las variables de interés son tales como la temperatura, presión, flujo másico, régimen de giro, consumo eléctrico, etc. para cuya medida la instalación dispone de una serie de sensores que se describen seguidamente. 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.

Transductores de presión (sensor piezoresistivo): con esta instrumentación se mide la presión a la entrada y salida en todos los componentes del circuito. Son sensores que transforman la presión medida en una señal de 4-20 mA que se lleva al sistema de adquisición de datos, y 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 ± 0.1 % sobre el rango de medida, 0 a 0.7 MPa. La Fig. 4.27 muestra un par de sensores piezoresistivos a la entrada y salida del condensador.

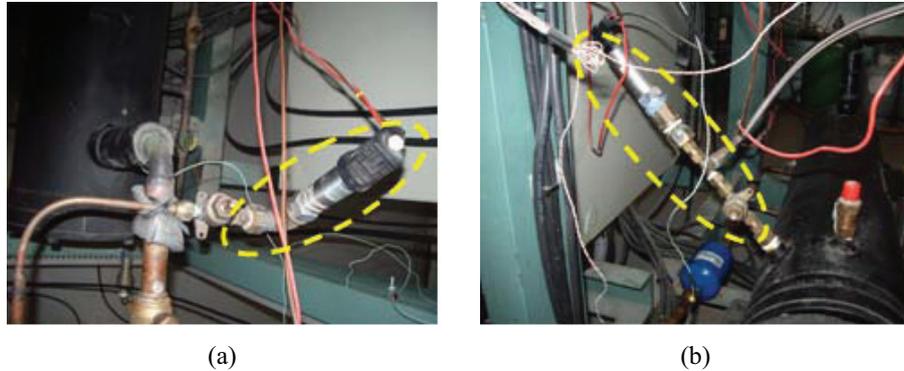


Fig. 4.27 Sensores piezoresistivos localizados en el condensador.

(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. Se escoge este tipo 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. Los sensores de temperatura se localizan también 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 en la aspiración del compresor.

Caudalímetro másico: el flujo másico de refrigerante es medido con un caudalímetro másico por efecto Coriolis que proporciona una gran fiabilidad y precisión en el sistema de medida; está certificado con una aproximación de $\pm 0.22\%$ de la lectura. Este sensor 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:



Fig. 4.29 Caudalímetro másico

Analizador de redes: este instrumento proporciona el consumo eléctrico on-line del motor-compresor, y tiene una calibración especificada con una incertidumbre de $\pm 0.5\%$, Fig. 4.30:



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: son empleados para conocer el caudal del agua glicolada en el evaporador y del agua en el condensador, pues formarán parte de las entradas del modelo para completar la caracterización del circuito frigorífico en cuanto a las variables requeridas. El error de estos equipos es $\pm 0.33\%$.

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. Esto proporciona flexibilidad para poder realizar análisis en distintas condiciones de operación y generar transitorios por cambio en las revoluciones del compresor.



Fig. 4.32 Variador de frecuencia ALTIVAR28.

La instrumentación que acabamos de comentar para la medida de propiedades termodinámicas, caudales volumétricos y másico y régimen de giro del compresor se representan en el esquema de la Fig. 4.33:

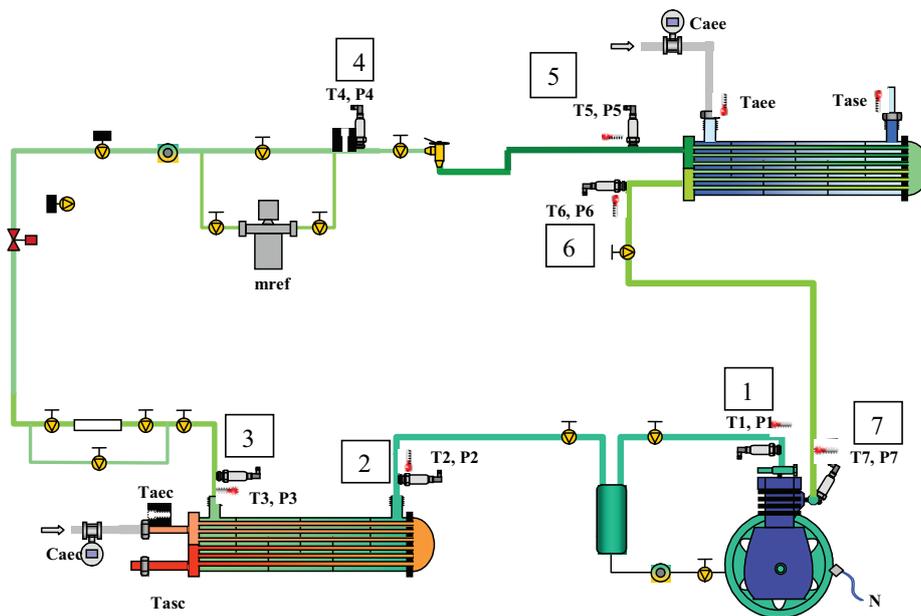


Fig. 4.33 Localización de sensores y parámetros medidos.

La descripción 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 |
| $T_{a,ee}, T_{a,se}$ | Temperatura del agua-glicol a la entrada y salida del evaporador |
| \dot{m}_a | Caudal volumétrico del agua |
| \dot{m}_g | Caudal volumétrico del agua-glicol |
| \dot{m}_r | Flujo másico del refrigerante |
| N | Régimen de giro del compresor |

4.4.1 INCERTIDUMBRE EN LAS MEDICIONES

En el apartado anterior hemos presentado la instrumentación utilizada junto con el error asociado a la lectura del instrumento. Seguidamente, Tabla 4.10, mostramos un resumen de la incertidumbre en las mediciones. Esos errores se han de tener en cuenta en los cálculos de los parámetros que están dados en función de esas variables medidas para determinar la propagación total del error, por lo que es necesario conocer la magnitud del error absoluto para dichas variables.

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 DE ADQUISICIÓN DE DATOS (DAS)

La instalación cuenta con una aplicación gráfica para visualización en tiempo real de los datos, indicando la magnitud de la medición de temperatura, presión, régimen de giro, caudal, etc. Las señales obtenidas de todos los elementos sensores e instrumentos de medida se dirigen a un sistema de adquisición de datos de National Instruments SCXI 1000, el cual está compuesto por una unidad principal y tres módulos multiplexores (ver Fig. 4.34). 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 [129] se realiza un procedimiento de cálculo para estimar parámetros de funcionamiento de la instalación como potencias y eficiencias.



Fig. 4.34 Sistema de adquisición de datos

En la Fig. 4.35 se vemos un esquema del proceso de adquisición, tratamiento y visualización de datos.

El interfaz de usuario comentado, que muestra en tiempo real el comportamiento de la instalación, recogiendo todos los datos proporcionados por los sensores de la instalación y los cálculos termodinámicos esenciales, se muestra con más detalle en la Fig. 4.36. 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.

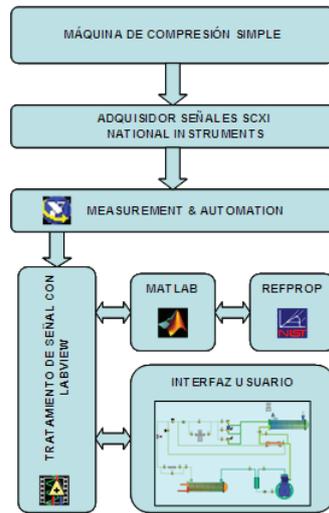


Fig. 4.35 Esquema del proceso de adquisición y visualización de datos

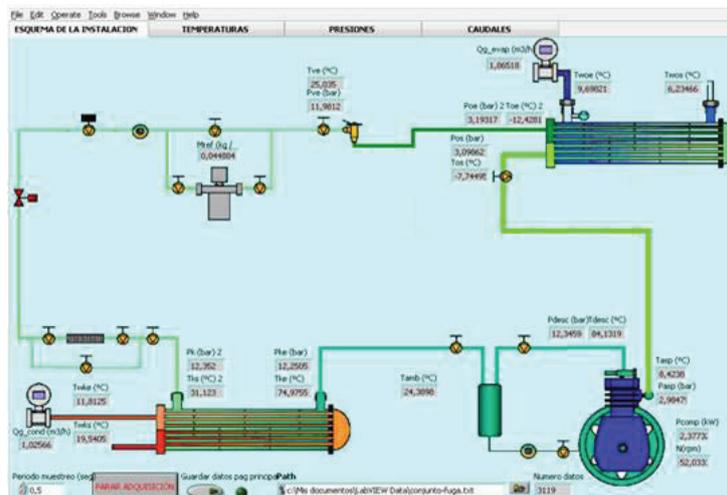


Fig. 4.36 Interfaz gráfica de la aplicación.

4.6 ENSAYOS

De acuerdo a lo comentado en este capítulo, la instalación experimental dispone de una instrumentación tal que permite trabajar en diferentes condiciones gracias a poder variar los parámetros de interés. Como además puede registrar todas las variaciones experimentadas por el resto de variables nos permite analizar distintos comportamientos según sean las necesidades del estudio.

Para la realización de este trabajo doctoral así como para otro anterior [78,132] se han realizado una gran cantidad de ensayos con la finalidad de abarcar un rango amplio de condiciones de operación, que recoge tanto estados estacionarios como transitorios. En la Tabla 4.11 mostramos de manera general los parámetros que se variaron a lo largo de los diversos ensayos y el rango de variación.

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

| | |
|---|-----------|
| Caudal agua (condensador) [m ³ /h] | 0.6 – 1.6 |
| Caudal agua-glicol (evaporador) [m ³ /h] | 1.2 – 3.0 |
| Grado de recalentamiento estático [K] | 5 – 10 |
| 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 |

Para validar el modelo dinámico se han planteado y realizado una serie de ensayos en los que se producen:

- cambios en las condiciones del flujo del refrigerante
- cambios en las condiciones de evaporación (caudales y temperaturas)
- cambios en las condiciones de condensación (caudales y temperaturas)

El modo de realizar dichos ensayos ha sido conseguir estados estacionarios y posteriormente realizar cambios en las condiciones de operación hasta conseguir un nuevo estado estacionario y así obtener el transitorio completo. Nuestra condición para decidir si la instalación se encuentra funcionando en un estado estable consiste en que las presiones permanezcan alrededor de un valor dado en un tiempo considerado y que sus fluctuaciones estén dentro de un margen de ± 0.02 MPa.

Los transitorios se obtienen haciendo pasar al sistema por una serie de estados estacionarios. Se comienza a partir de un estado estacionario (E_i) seguido por una serie de cambios sucesivos en las condiciones de operación arriba mencionadas. En la Tabla 4.12 se resumen las condiciones de operación en los transitorios conseguidos y las principales variaciones introducidas en el evaporador y condensador que producen los sucesivos transitorios.

Tabla 4.12 Variaciones en las condiciones de operación

| Transitorio | | N (rpm) | | Condiciones de condensación | | | | Condiciones de evaporación | |
|-------------|---------|---------|-----|-----------------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|----------------------------|---------------------|
| n° | Ej-Ek | Nj | Nk | T _{a,ec} (j) | T _{a,ec} (k) | ṁ _a (j) | ṁ _a (k) | ṁ _g (j) | ṁ _g (k) |
| 1 | E1-E2 | 570 | 570 | 15.1 | 23.4 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 2 | E2-E3 | 570 | 501 | 23.4 | 23.4 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 3 | E3-E4 | 501 | 478 | 23.4 | 23.4 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 4 | E4-E5 | 478 | 478 | 23.4 | 14.5 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 5 | E5-E6 | 478 | 404 | 14.5 | 13.1 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 6 | E6-E7 | 404 | 404 | 13.1 | 23.8 | 1 | 1 | 2.95 | 2.95 |
| 7 | E7-E8 | 404 | 404 | 24.9 | 24.9 | 1 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 8 | E8-E9 | 404 | 480 | 25.8 | 26.5 | 0.58 | 0.58 | 2.96 | 2.96 |
| 9 | E9-E10 | 480 | 480 | 26.7 | 14.8 | 0.58 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 10 | E10-E11 | 480 | 502 | 14.8 | 14.8 | 0.58 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 11 | E11-E12 | 502 | 404 | 15 | 13.1 | 0.58 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 12 | E12-E13 | 404 | 560 | 13.1 | 15.5 | 0.58 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 13 | E13-E14 | 560 | 560 | 15.9 | 27.6 | 0.58 | 0.58 | 2.95 | 2.95 |
| 14 | E15-E16 | 575 | 575 | 15 | 15 | 1.54 | 1.54 | 1.2 | 2 |
| 15 | E16-E15 | 576 | 576 | 56.8 | 56.8 | 1.54 | 1.54 | 2 | 1.2 |

Otro parámetro cuyos rangos de valores conviene tener presente es la calidad del vapor en la entrada del evaporador durante los ensayos.

4.7 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se ha descrito la instalación experimental usada en esta tesis doctoral. Esta instalación está constituida básicamente por tres circuitos: el frigorífico (con los cuatro componentes principales característicos evaporador, condensador, condensador y válvula de expansión), y los dos circuitos secundarios, uno de aportación de calor (simulando la carga del evaporador), y otro de disipación de calor (simulando el ambiente a donde se transfiere el calor desde el desde el refrigerante en el condensador).

En relación con los componentes del circuito frigorífico, se han mostrado de forma general las características técnicas y geométricas, siendo algunos de estos datos 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, y con ella conseguir la correspondiente caracterización.

Hemos descrito también la instrumentación que tiene montada la instalación y el sistema de adquisición y visualización de datos asociado, elementos imprescindibles para la validación del modelo. La adquisición de datos se realiza mediante las sondas de presión y temperatura en la entrada y salida de cada componente y mediante los medidores de caudal, consumo eléctrico y régimen de giro del compresor. De estos instrumentos de medida, correctamente calibrados, hemos visto la incertidumbre correspondiente con lo que conocemos la incertidumbre de las magnitudes derivadas. También hemos mencionado la interfaz gráfica para visualizar el comportamiento de la instalación en tiempo real.

Finalmente hemos descrito los cambios más representativos efectuados en las condiciones del caudal del refrigerante así como en las condiciones de evaporación y condensación.

Capítulo 5. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELADO DE LOS COMPONENTES

5.1 OBJETIVO

Una vez presentado el modelo dinámico de los componentes procede, en el presente capítulo, efectuar la validación de cada uno de ellos en un amplio rango de funcionamiento, utilizando para ello la información del banco de ensayos, [133].

Uno de los aspectos a analizar sobre un modelo es si se corresponde con el sistema que se estudia. Esta correspondencia queda determinada una vez que el sistema se parametriza tomando como referencia el sistema real y asegurándonos de que los parámetros reales se corresponden con los del modelo. En particular es importante elegir correctamente los coeficientes convectivos de transferencia de calor. Al respecto ya adelantamos en el apartado 3.5.4 una lista de posibles coeficientes a emplear, y de entre ellos señalamos los empleados en esta tesis, (Tabla 3.12). Esta selección proviene de un trabajo anterior [78] donde se efectuó un análisis pormenorizado de los coeficientes de transmisión de calor que mejor reflejaban los resultados experimentales de la instalación que estamos considerando, (aunque veremos que esta selección se debe modificar ligeramente para adaptarla a nuestro caso).

Otro aspecto a tener en cuenta es el referente a la calidad de los datos experimentales y el error relativo cometido en las medidas. Puesto que el modelo desarrollado ha de predecir correctamente la evolución de las variables del sistema de compresión de vapor, el error relativo cometido en la parte estacionaria de los resultados ha de ser menor o igual que el de los modelos en uso. En la literatura, dicho error está alrededor del 10% por lo que nuestro objetivo es obtener predicciones con errores aún menores.

En lo referente a la parte transitoria nuestro modelo debe reflejar correctamente la tendencia de los cambios reales que experimenta cada componente de la instalación. Pero además, debe diferir lo menos posible de los valores reales, por lo cual emplearemos la raíz cuadrática media (RMS) de dicha parte transitoria para tratar de determinar cuándo se obtiene el mejor resultado. De esa manera, además de los ensayos indicados en la Tabla 4.12 analizaremos los transitorios obtenidos en diferentes condiciones (Tabla 3.17 y algunos de la Tabla 3.18). Posteriormente, en el capítulo 6 acoplaremos los modelos de los componentes y efectuaremos un análisis para el sistema global.

Finalmente, y dado que el presente modelo es adecuado para la instalación que estudiamos, la atención en este capítulo estará dirigida principalmente a la comparación de los resultados de la simulación con la mayor cantidad posible de datos experimentales. Una vez establecido que el modelo predice los resultados con suficiente grado de exactitud se podrá emplear para predecir otras respuestas del sistema en todo el abanico posible de funcionamiento, indicado en el capítulo 4.

5.2 VALIDACIÓN DEL MODELADO DINÁMICO DE LOS COMPONENTES

En este apartado presentamos la validación de cada uno de los componentes del sistema de compresión de vapor.

En el caso de los intercambiadores de calor analizaremos cada transitorio por separado. Comenzaremos por utilizar en el modelo las expresiones de la fracción media de huecos estándar (γ_{XS}) obtenidas con las cuatro expresiones del deslizamiento S seleccionadas para este trabajo. Con cada una de esas expresiones variaremos alguna de las variables de entrada, (las variables que cambian están en la Tabla 4.12, y las salidas que se analizan se describirán en cada apartado).

Posteriormente revisaremos los resultados que se obtienen con la fracción media de huecos de Jensen (γ_{JS}) para ver si alguna de las dos expresiones proporciona mejores resultados, y eventualmente descartar una de ellas. También trataremos de determinar si el modelo se comporta mejor o peor en alguna circunstancia concreta, pues ya vimos en la revisión bibliográfica un caso en que el modelo (de límites móviles) funcionaba peor para saltos intensos (sin aparición o desaparición de zonas) lo que se atribuía al uso del modelo homogéneo [83].

Tras las validaciones mencionadas veremos también qué influencia tiene la incorporación de la derivada de γ en las ecuaciones del modelo, aunque nos limitaremos al caso del evaporador.

Además de las comparaciones anteriores verificaremos el efecto de los distintos modelos para la temperatura de las paredes de los intercambiadores sobre los resultados del modelo dinámico del sistema de compresión de vapor.

En cada figura mostramos también el error del transitorio obtenido mediante el RMS así como y la máxima diferencia entre los valor reales y los del modelo.

5.2.1 VALIDACIÓN DEL CONJUNTO VÁLVULA DE EXPANSIÓN-EVAPORADOR

Las variables de salida que se comparan con los datos experimentales son, en principio, la presión de evaporación, la entalpía del refrigerante en la salida y las temperaturas de salida del refrigerante y del glicol.

5.2.1.1 TRANSITORIOS EN EL CONJUNTO VÁLVULA DE EXPANSIÓN-EVAPORADOR CON LA FRACCIÓN MEDIA DE HUECOS ESTÁNDAR γ_{xS}

En las gráficas siguientes, Fig. 5.1 a Fig. 5.15, se presentan los resultados al emplear las cuatro expresiones principales del deslizamiento S para los diferentes transitorios en el evaporador. Éstos se obtienen al cambiar la velocidad del compresor, y también al cambiar las condiciones de evaporación y condensación según el plan de la Tabla 4.12. Las variaciones de la temperatura del agua de condensación son debidas a la puesta en marcha o paro del aerotermo o al cambio del caudal del agua. En el evaporador variamos en escalón el caudal del glicol. En todos los casos se tiene que $\gamma = \gamma_{xS}$; $\dot{\gamma} = 0$.

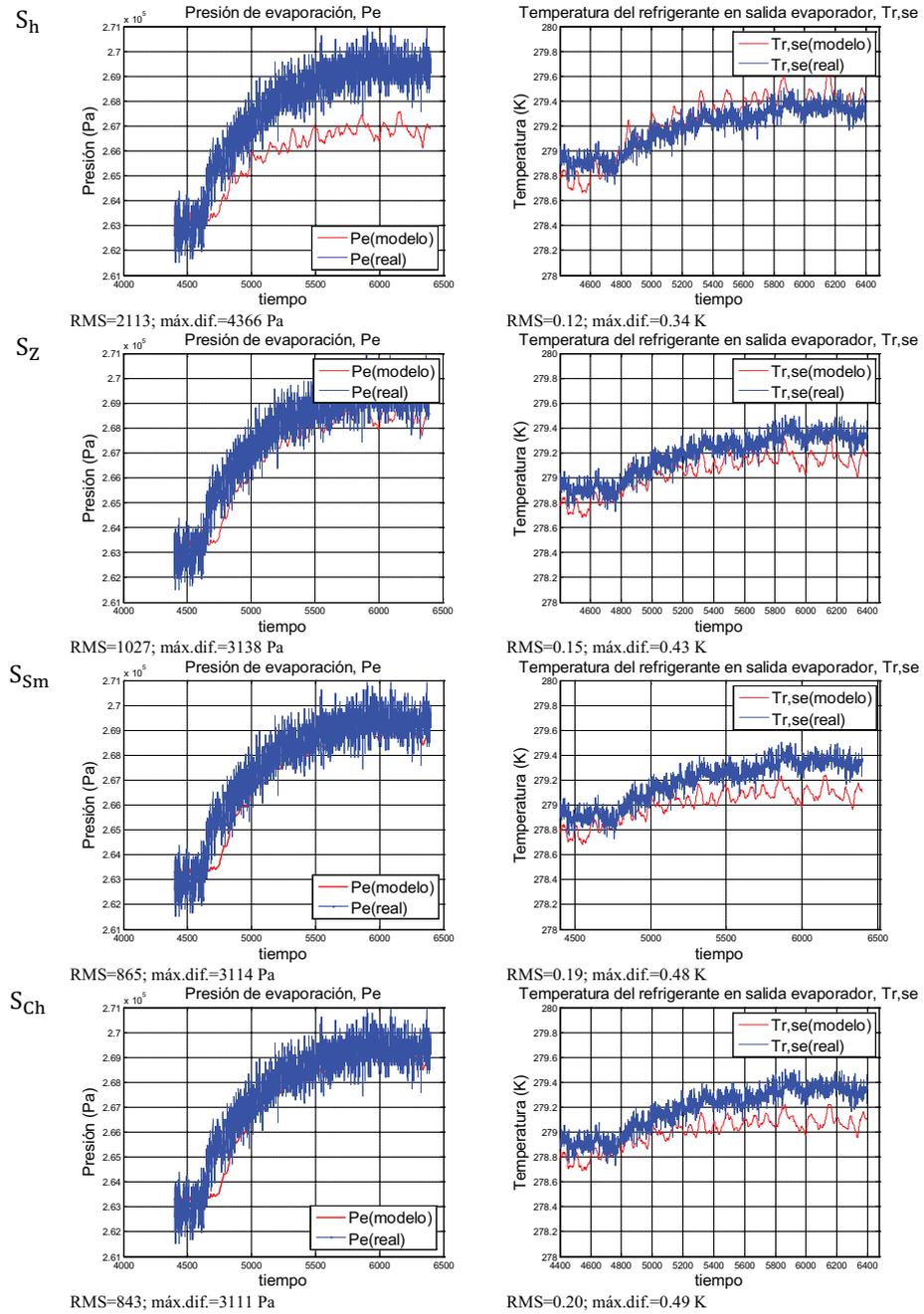


Fig. 5.1 Transitorio E1E2 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 15.1 a 23.4 °C.

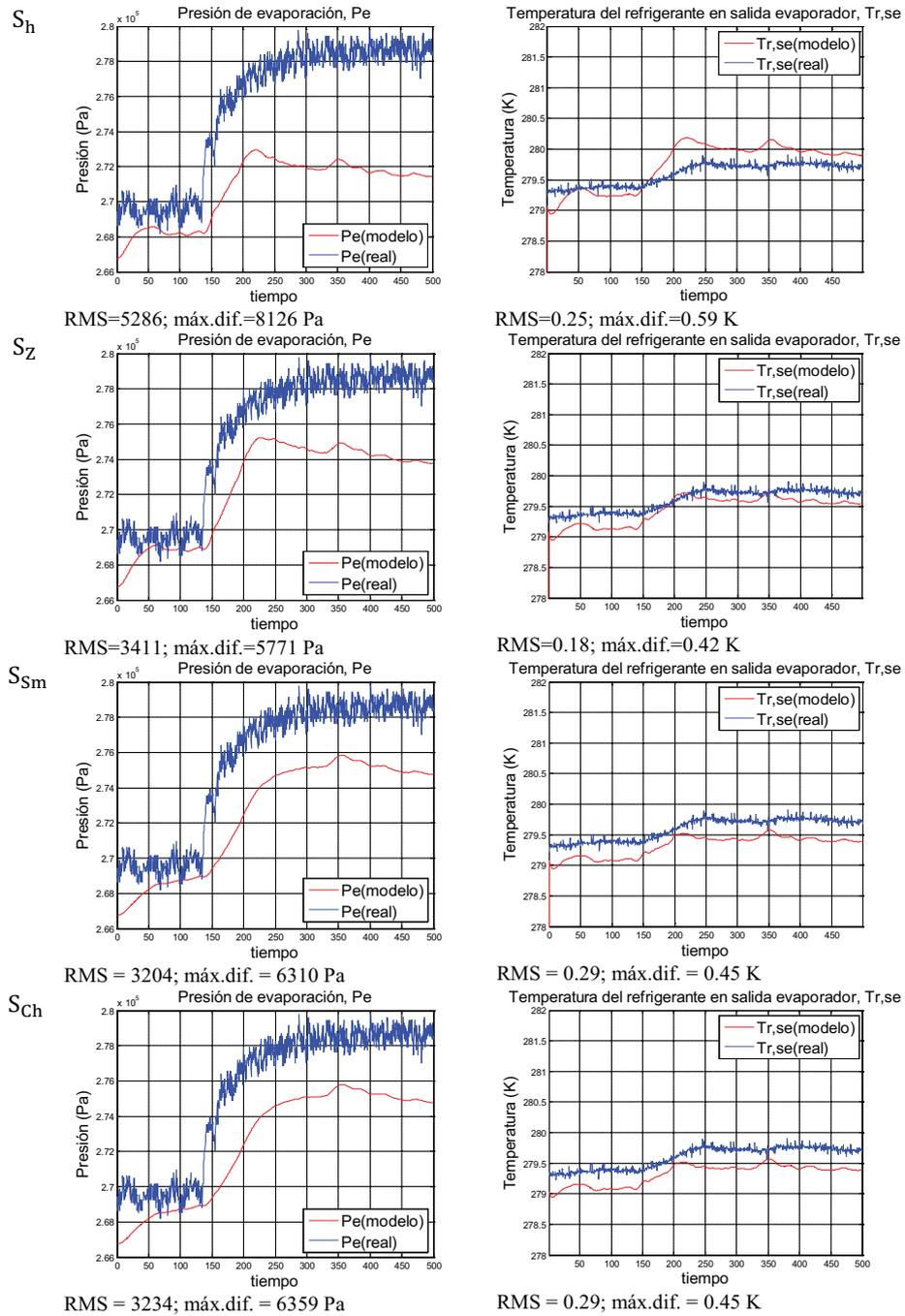


Fig. 5.2 Transitorio E2E3 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 570 a 501 rpm.

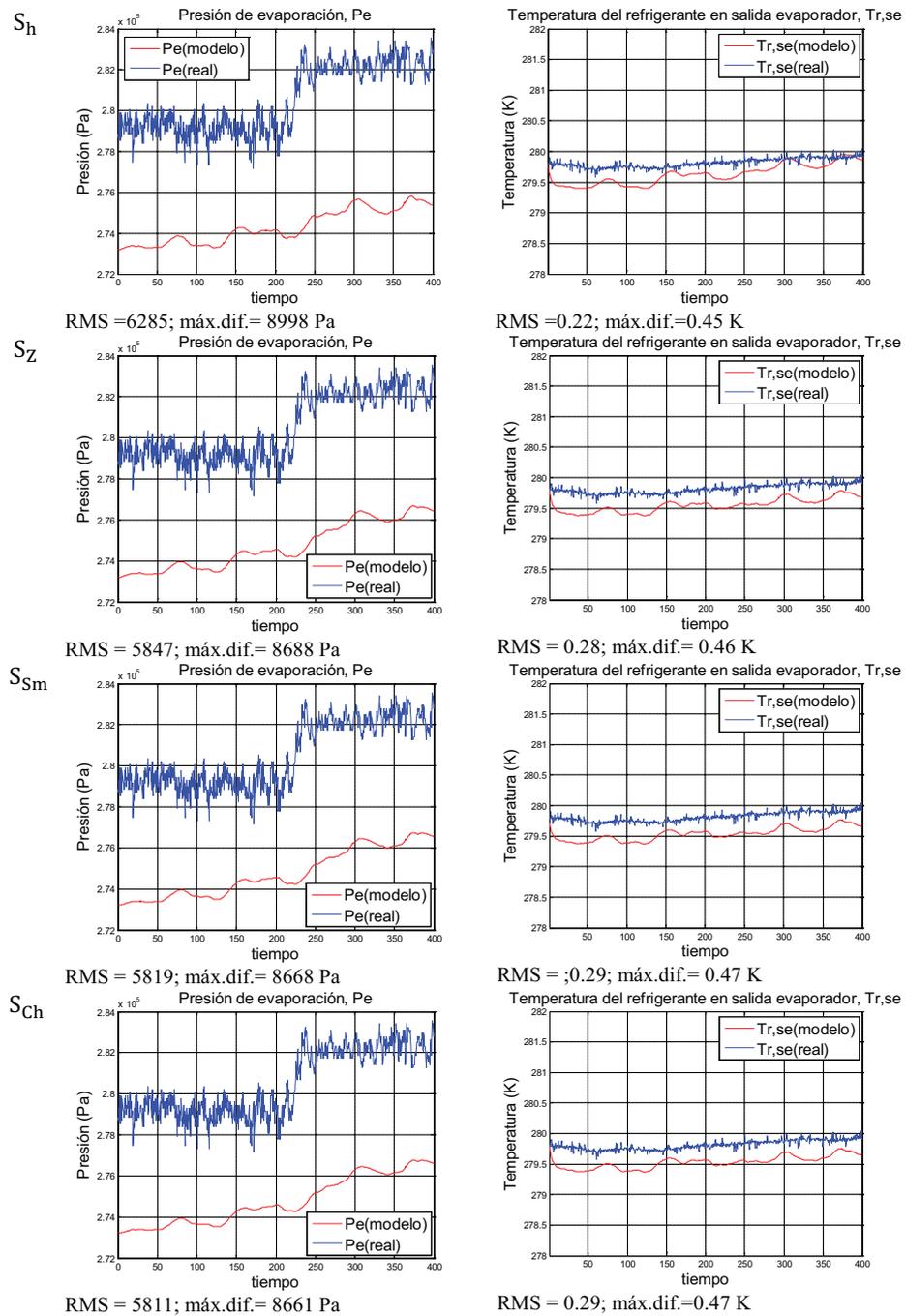


Fig. 5.3 Transitorio E3E4 en el evaporador con γ_{xS} . Cambia N de 501 a 478 rpm.

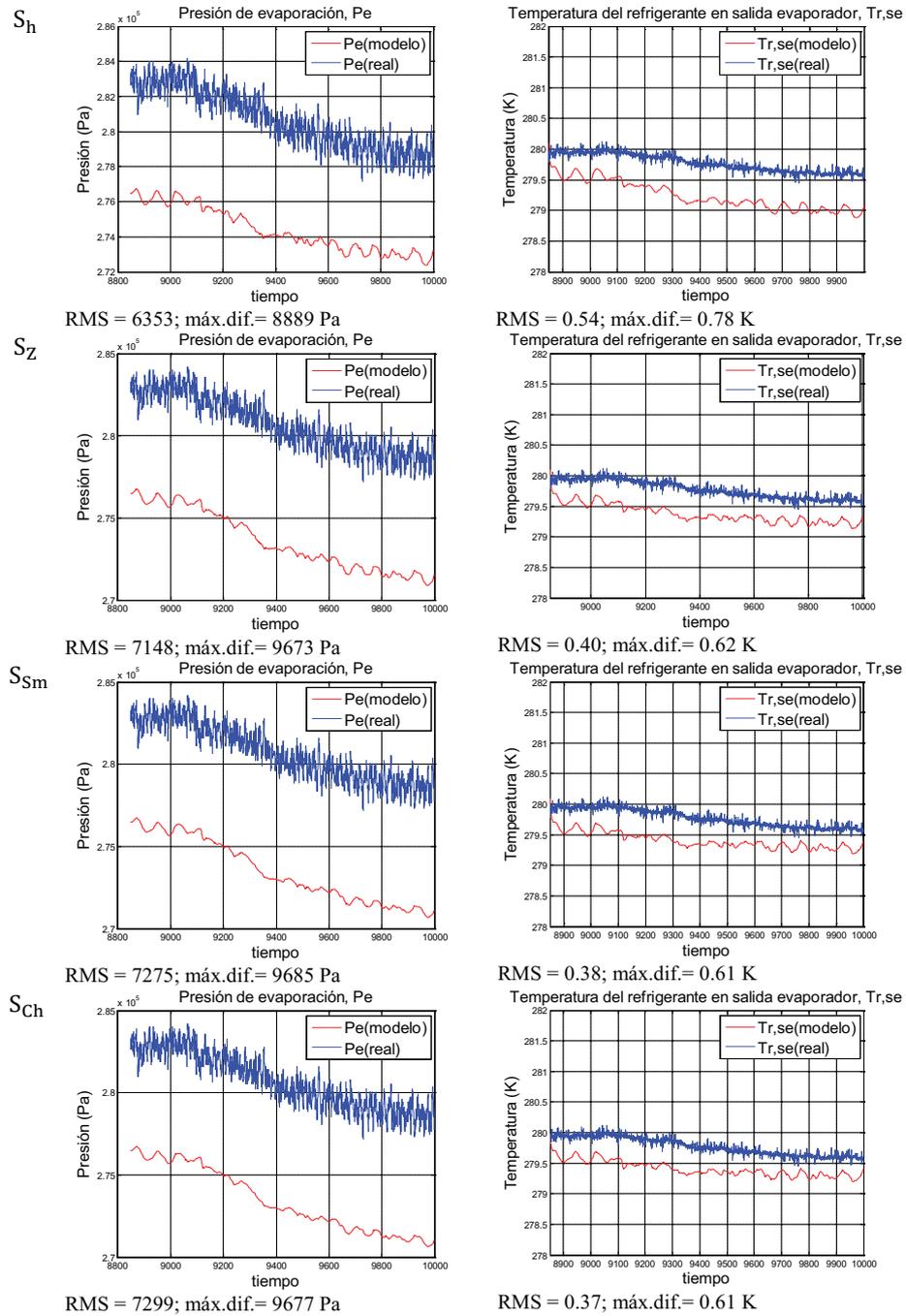


Fig. 5.4 Transitorio E4E5 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 23.4 a 14.5 °C.

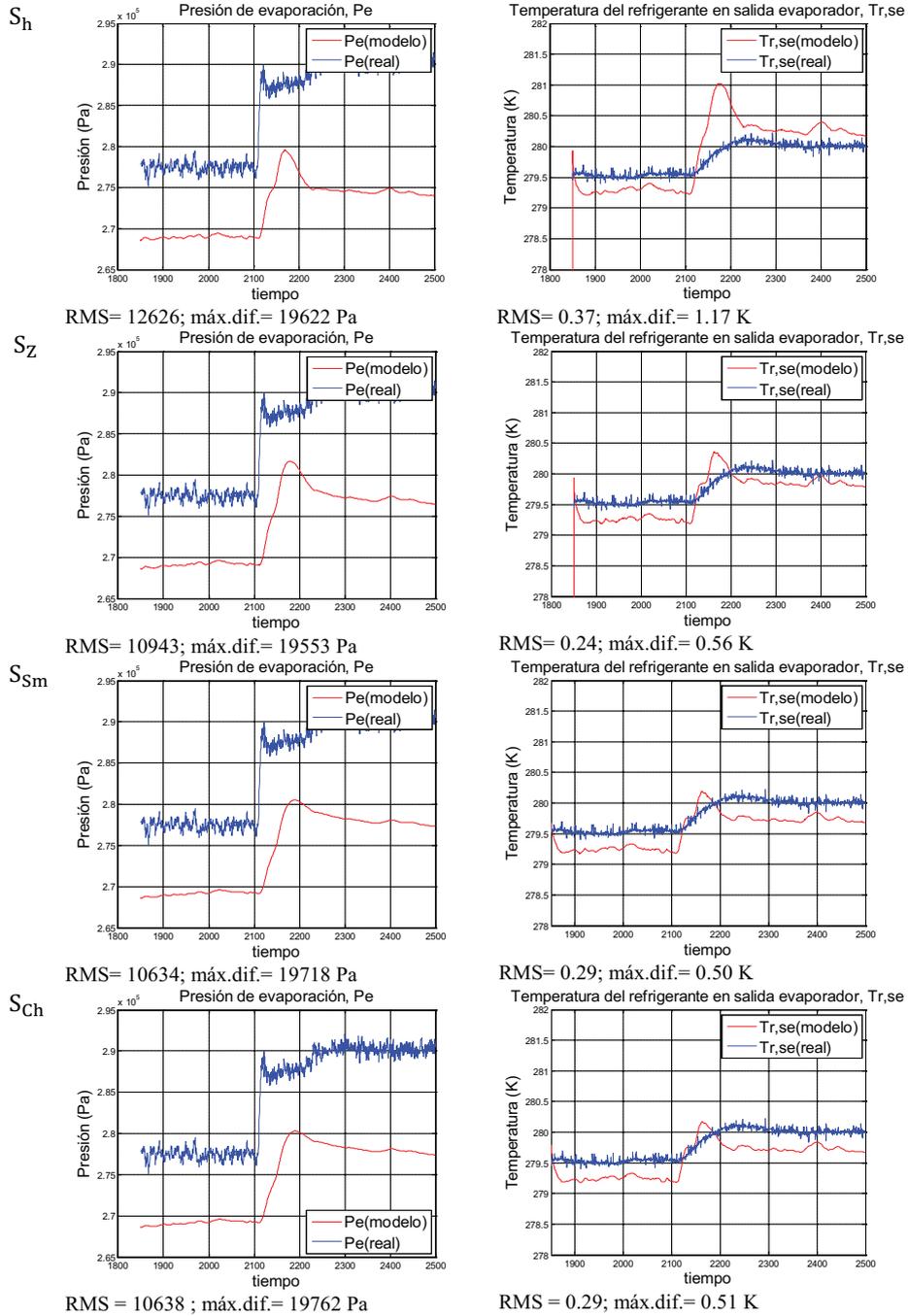


Fig. 5.5 Transitorio E5E6 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 478 a 404 rpm y $T_{a,ec}$ de 14.5 a 13.1 °C.

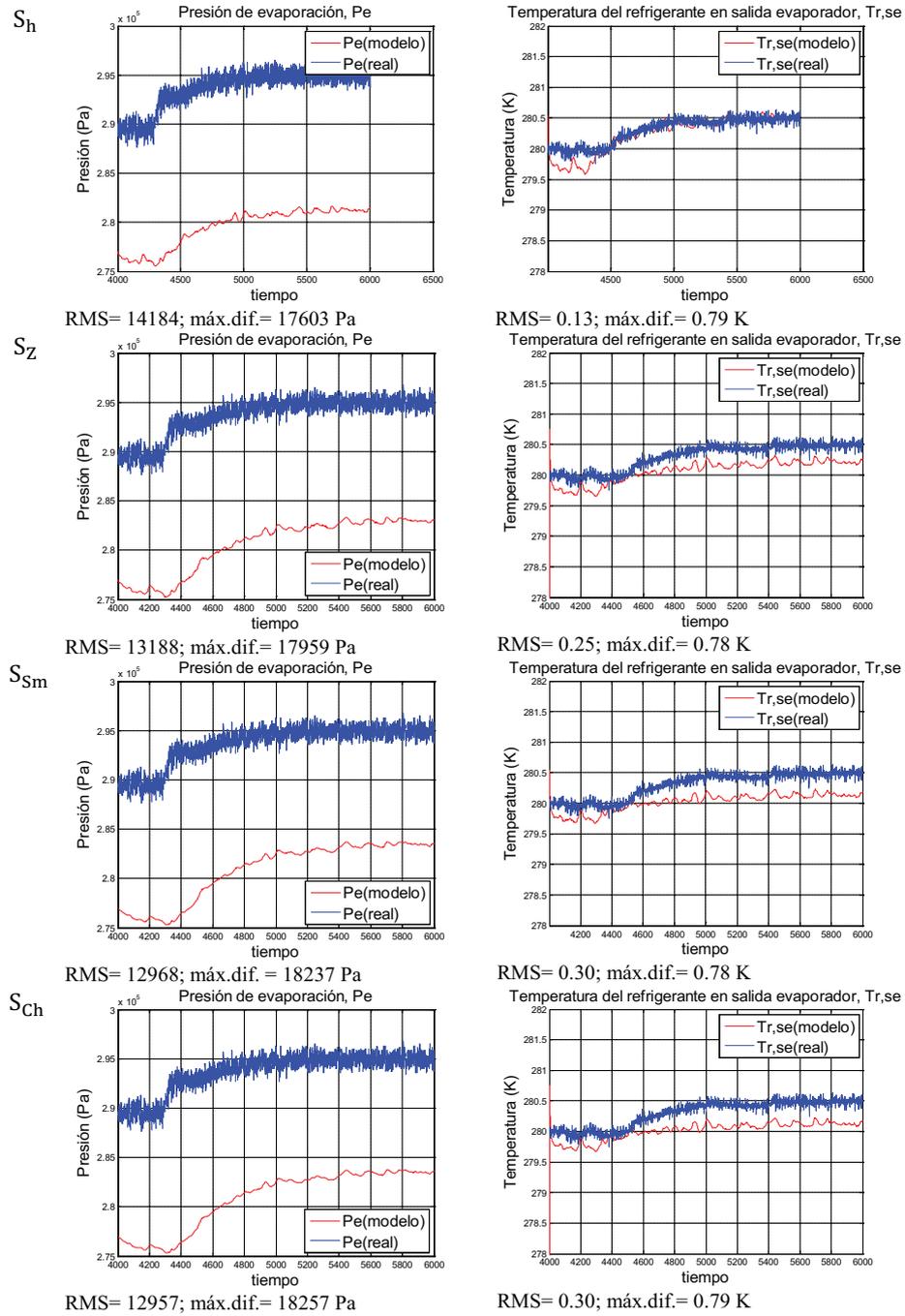


Fig. 5.6 Transitorio E6E7 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 13.1 a 23.8 °C.

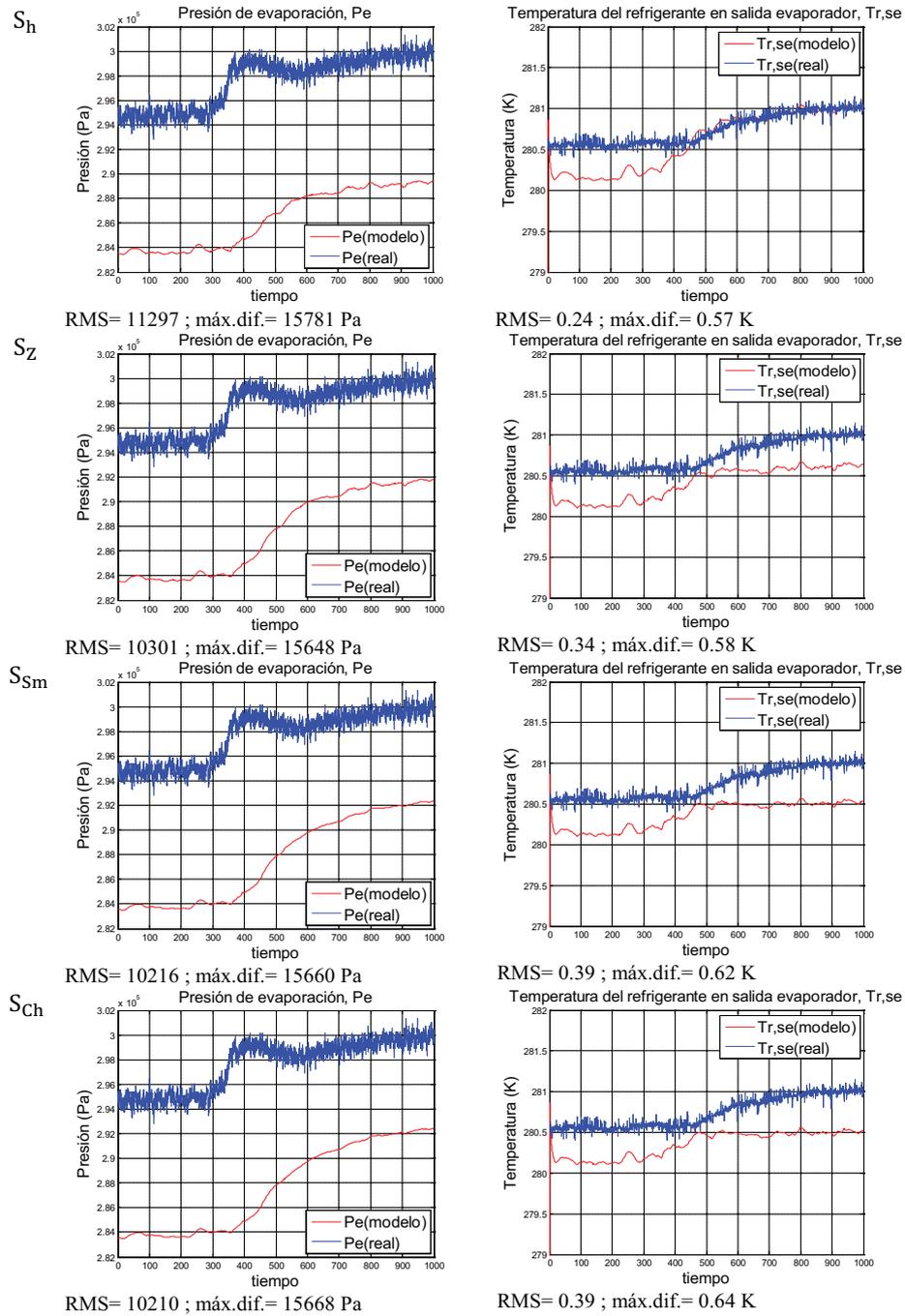


Fig. 5.7 Transitorio E7E8 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia \dot{m}_a de 1 a $0.58 \text{ m}^3/\text{h}$.

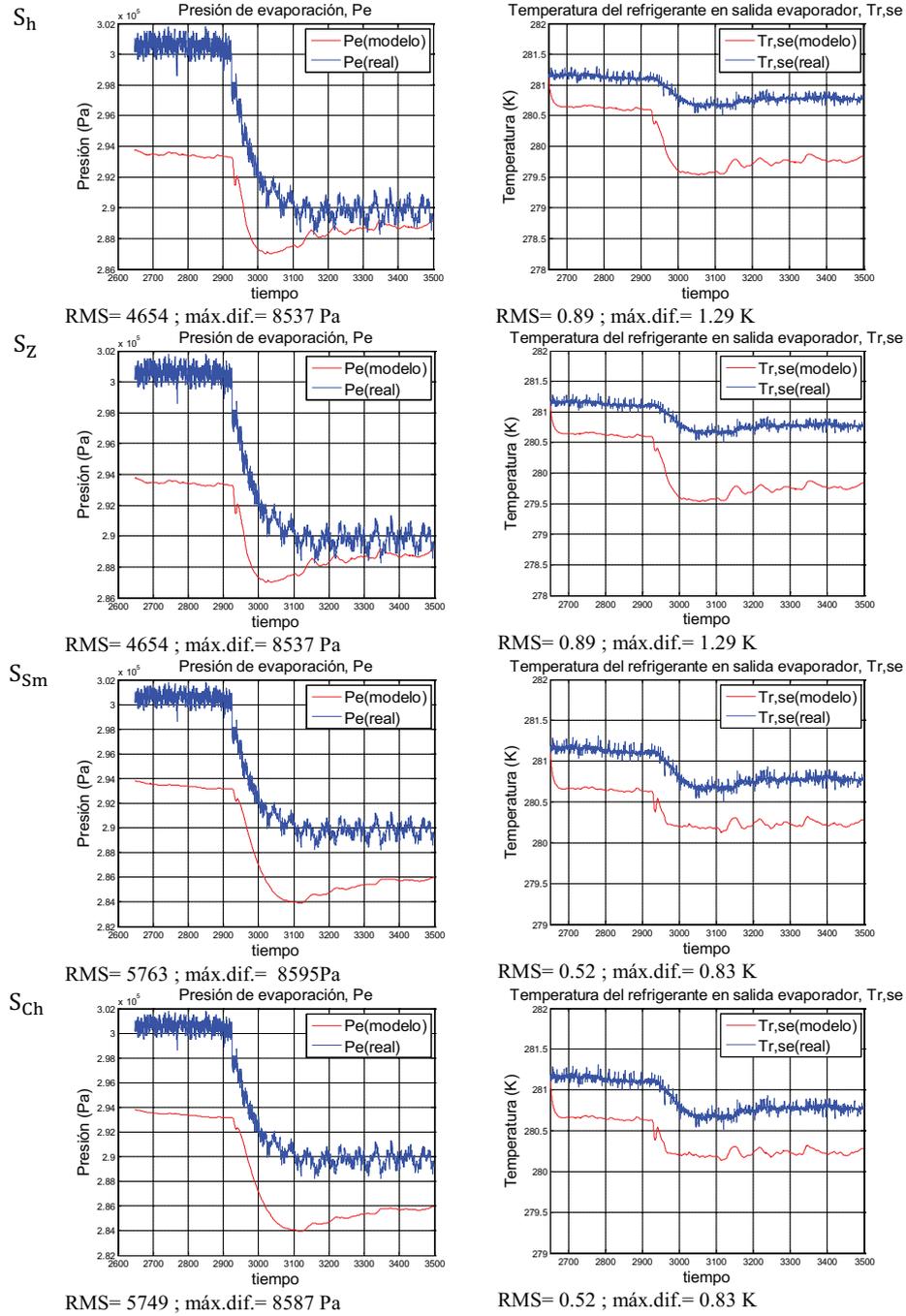


Fig. 5.8 Transitorio E8E9 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 404 a 480 rpm y $T_{a,ec}$ de 25.8 a 26.5 °C.

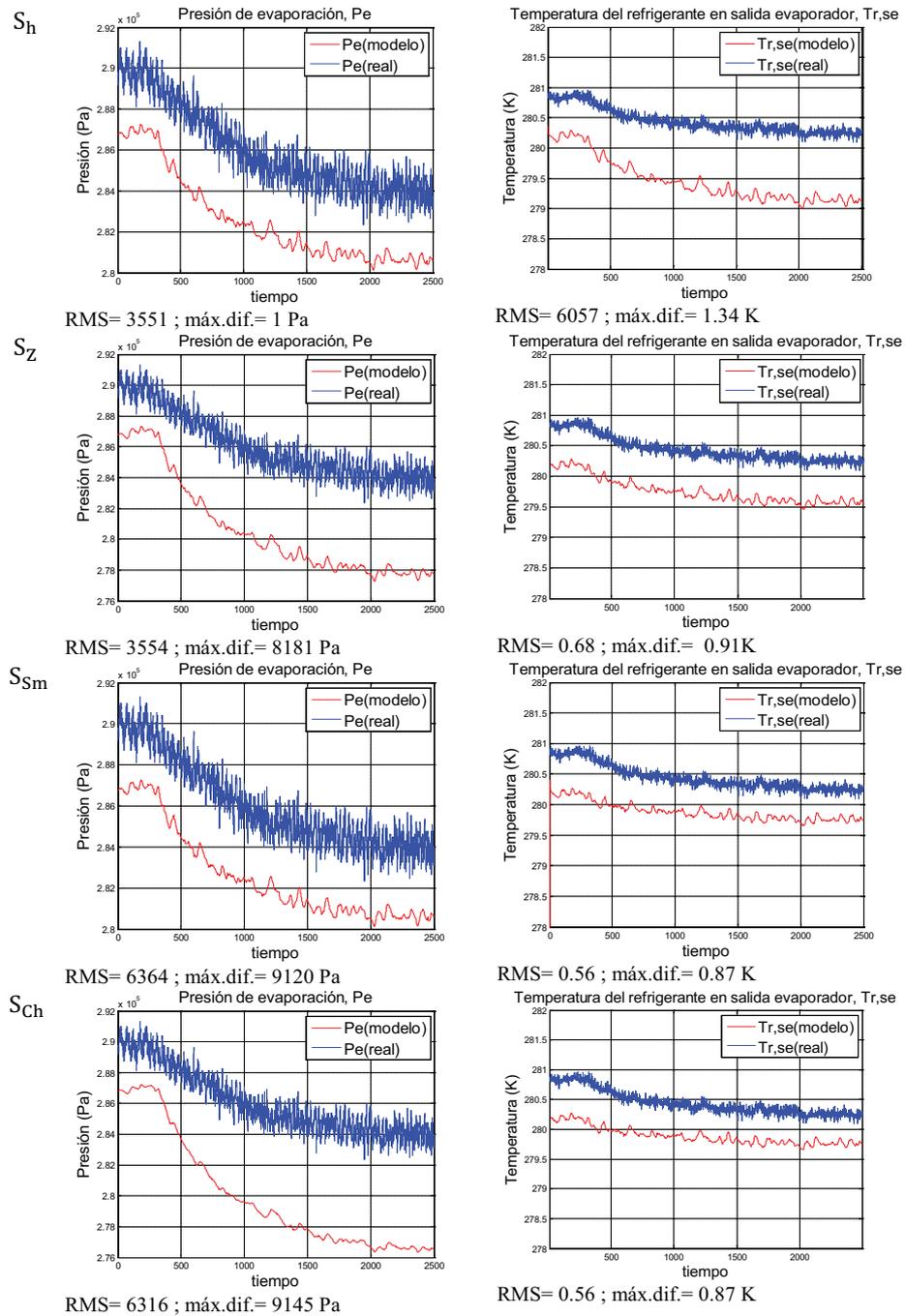


Fig. 5.9 Transitorio E9E10 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 26.7 a 14.8 °C.

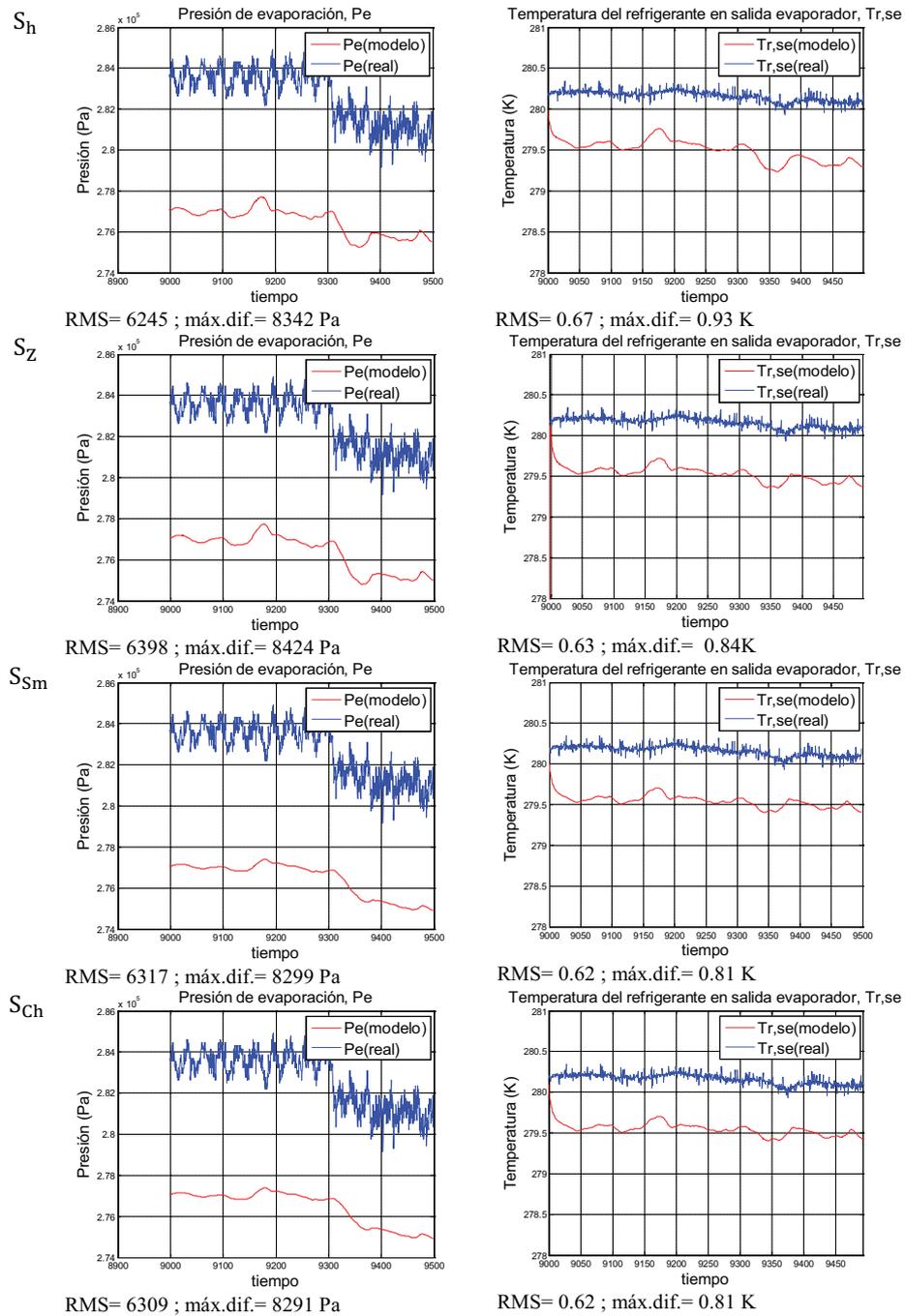


Fig. 5.10 Transitorio E10E11 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 408 a 502 rpm.

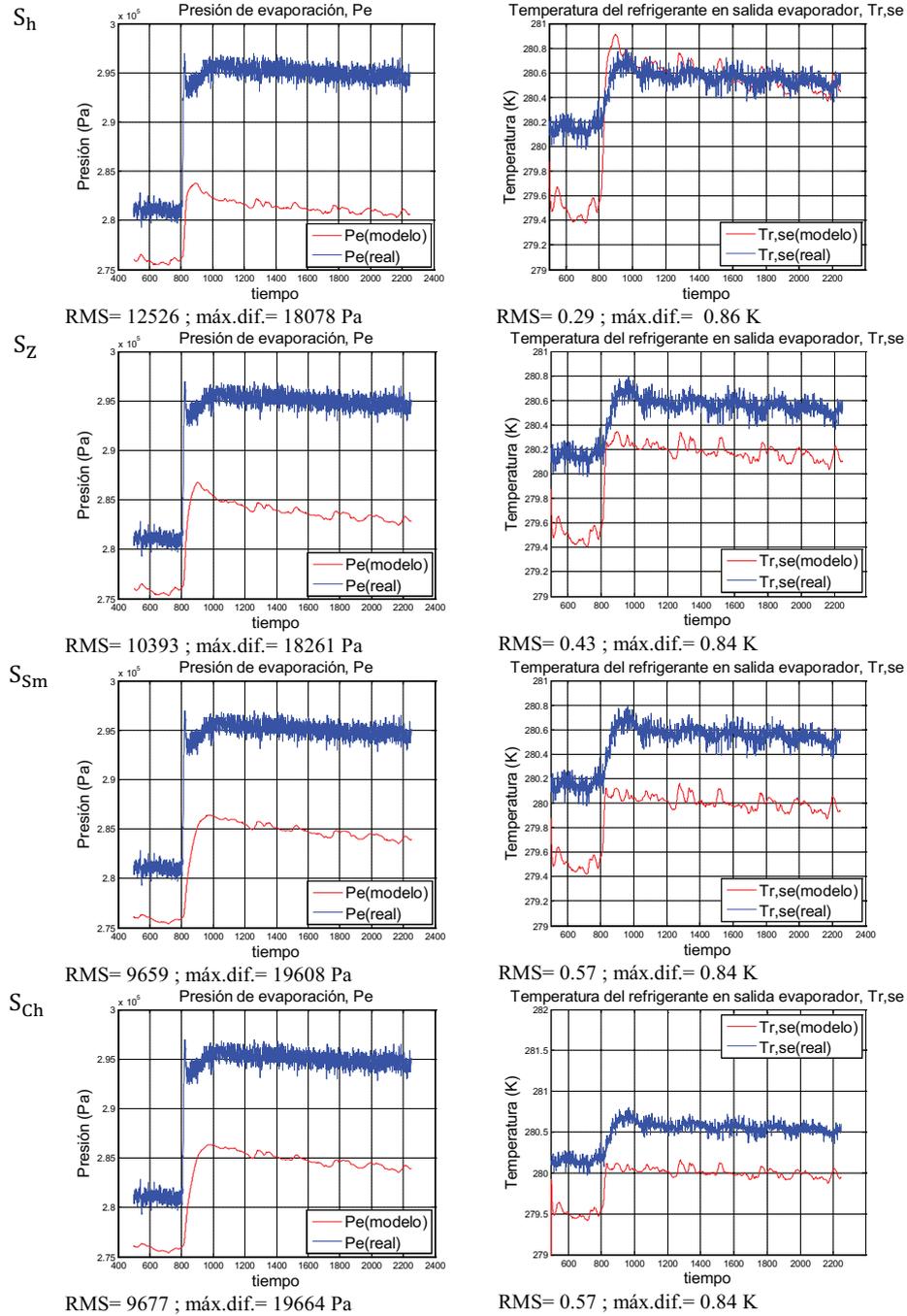


Fig. 5.11 Transitorio E11E12 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 502 a 404 rpm y $T_{a,ec}$ de 15 a 13.1 °C.

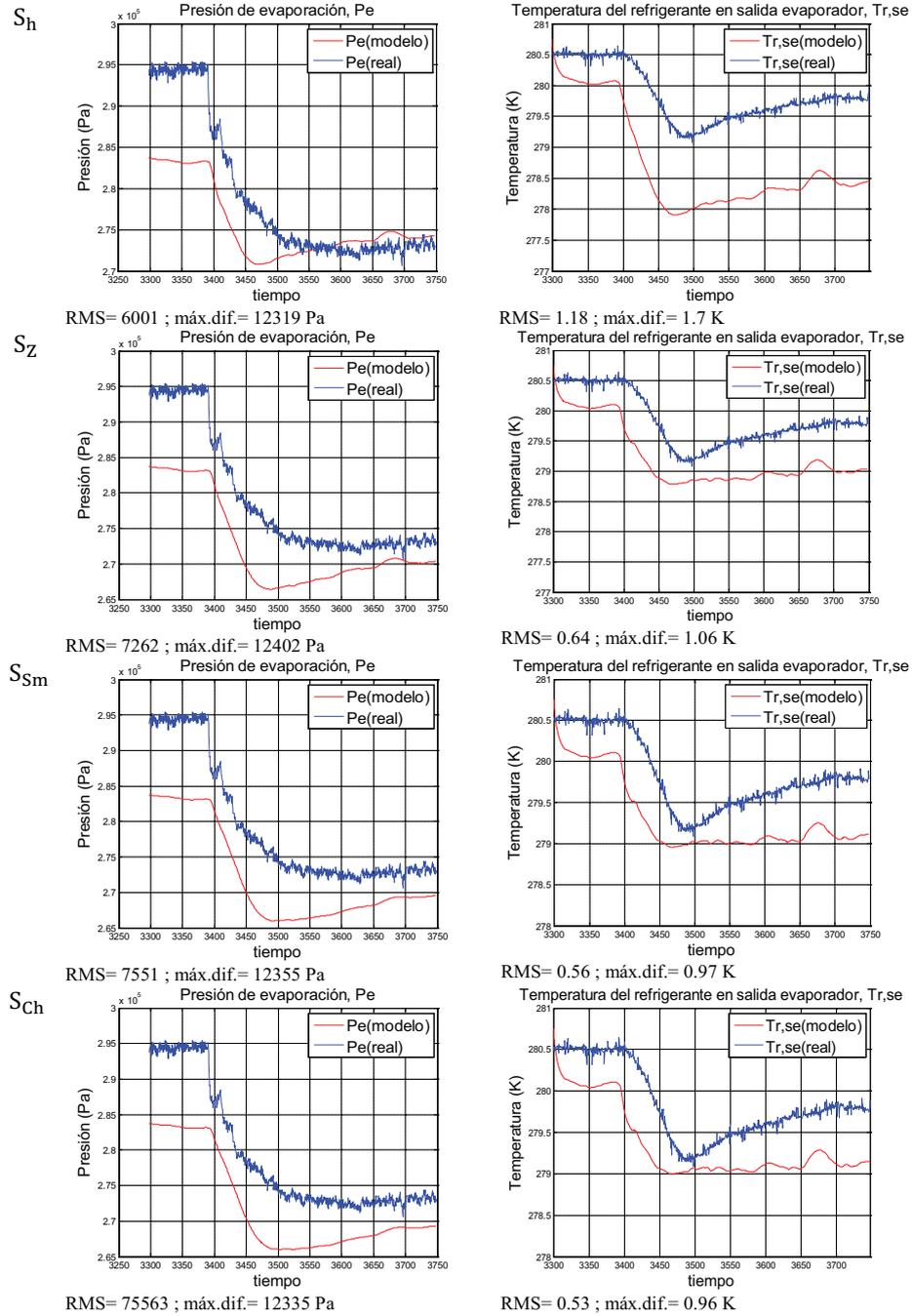


Fig. 5.12 Transitorio E12E13 en el evaporador con γ_{XS} . Cambia N de 404 a 560 rpm y $T_{a,ec}$ de 13.1 a 15.5 °C.

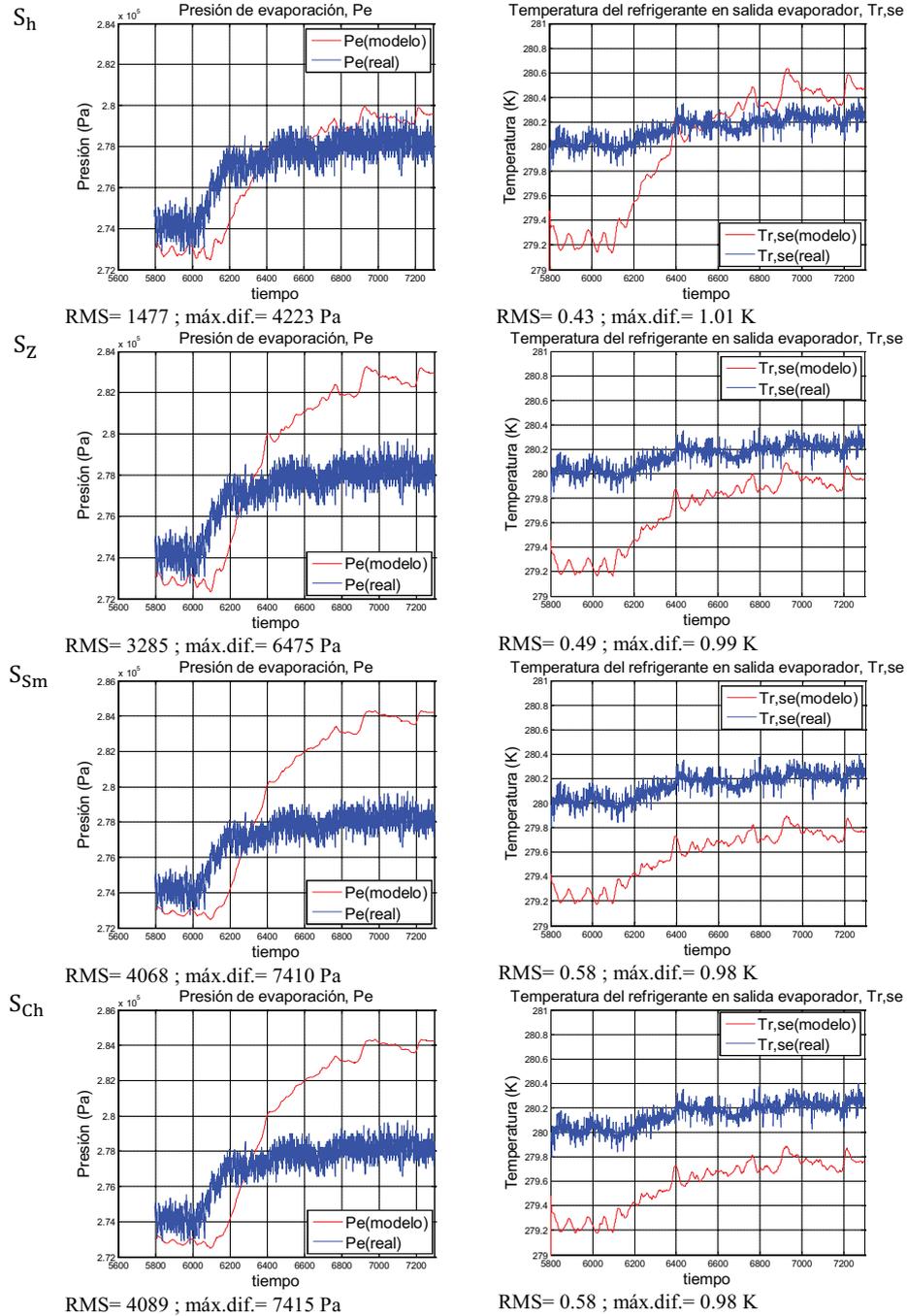


Fig. 5.13 Transitorio E13E14 en el evaporador con γ_{xS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 15.9 a 27.6 °C.

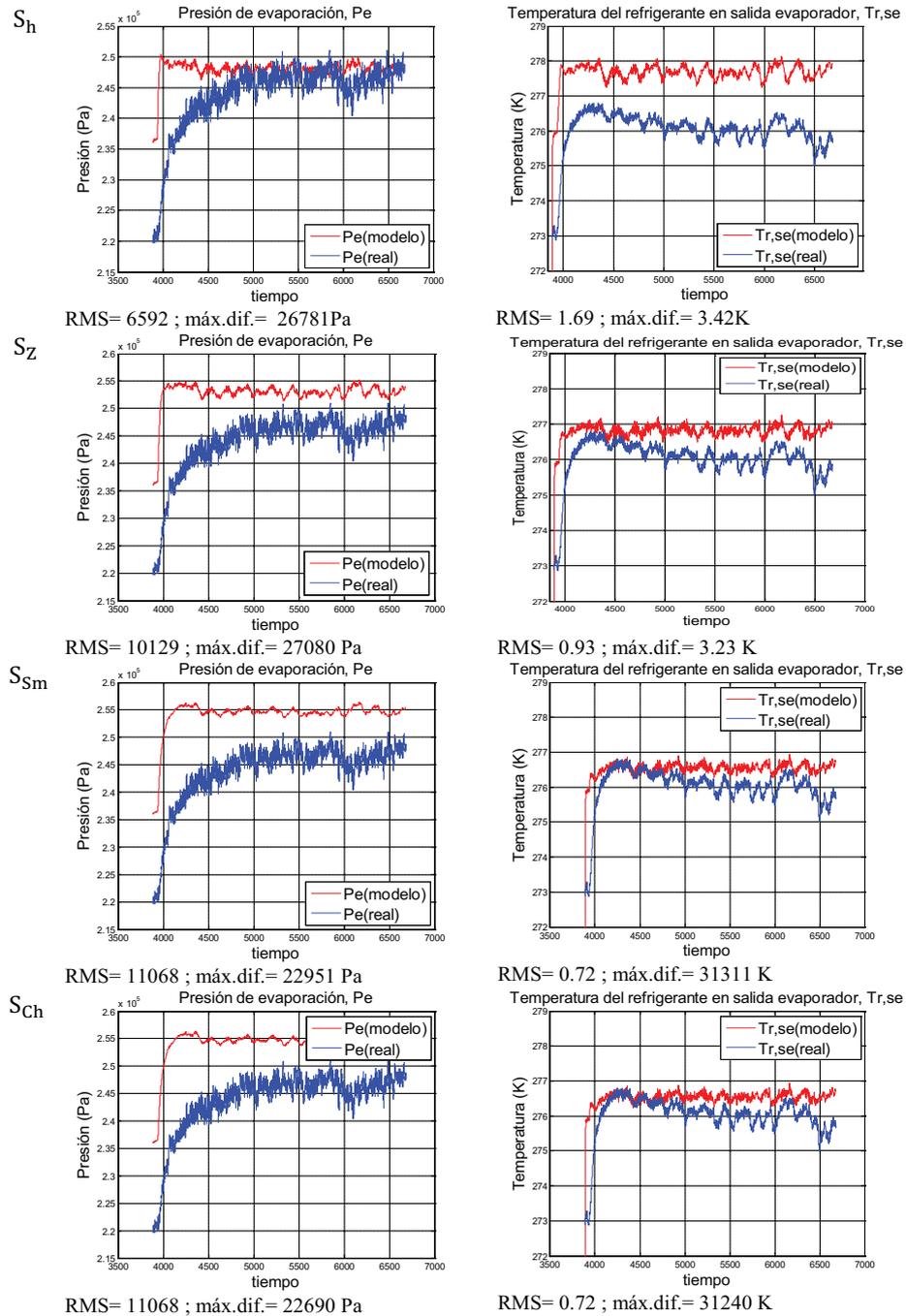


Fig. 5.14 Transitorio E15E16 con γ_{xS} . Aumenta el caudal del glicol de 1.2 a 2 m^3/h

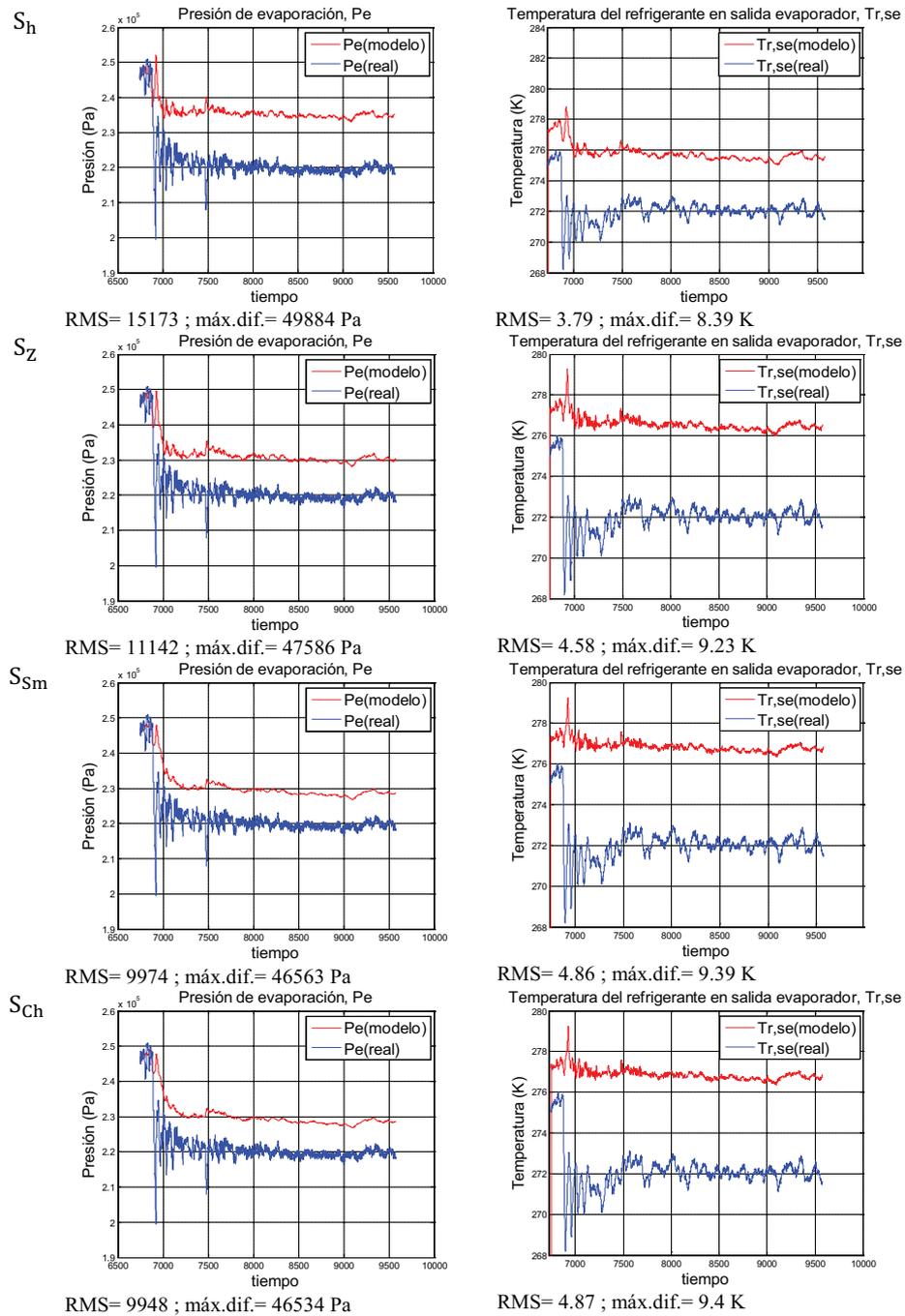


Fig. 5.15 Transitorio E16E15 con γ_{XS} . Disminuye el caudal del glicol de 2 a 1.2 m^3/h .

De las gráficas anteriores (Fig. 5.1 a Fig. 5.15), se deduce una cierta clasificación del funcionamiento de las diferentes expresiones de S consideradas en la presente tesis doctoral. Así, en la Tabla 5.1 se indican las expresiones de S en orden de mejor a peor funcionamiento en cada transitorio. Pueden clasificarse en dos grandes grupos: uno en el que S_h da el peor resultado (mayor valor) y un segundo grupo en el que el empleo de S_h proporciona el mejor resultado (menor valor).

Tabla 5.1 Clasificación de los transitorios y orden de las correlaciones cuando cuando se emplea γ_{xs} en el modelo

| Transitorios | Orden de las correlaciones de menor a mayor RMS (de mejor a peor resultado) | Características |
|-------------------|---|---|
| Grupo 1_xS | | |
| E1E2_xS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | *Disminuye la velocidad del compresor |
| E2E3_xS | $S_{Sm} < S_{Ch} < S_Z < S_h$ | o |
| E3E4_xS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | *El aerotermo pasa de paro a marcha (aumenta la temperatura del agua de condensación) |
| E5E6_xS | $S_{Sm} < S_{Ch} < S_Z < S_h$ | o |
| E6E7_xS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | Disminuye el caudal del agua de condensación |
| E7E8_xS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | o |
| E11E12_xS | $S_{Sm} < S_{Ch} < S_Z < S_h$ | Disminuye el caudal del glicol en el evaporador |
| E16E15_xS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | |
| Grupo 2_xS | | |
| E4E5_xS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | *Aumenta la velocidad del compresor |
| E8E9_xS | $S_h = S_Z < S_{Ch} < S_{Sm}$ | o |
| E9E10_xS | $S_h < S_Z < S_{Ch} < S_{Sm}$ | *El aerotermo pasa de marcha a paro (disminuye la temperatura del agua de condensación) |
| E10E11_xS | $S_h < S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z$ | o |
| E12E13_xS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | Aumenta el caudal del glicol en el evaporador |
| E13E14_xS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | |
| E15E16_xS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | |

En los transitorios del primer grupo se pone de manifiesto que el caudal del refrigerante es claramente de flujos separados, en el que el vapor fluye a mayor velocidad que el líquido, y donde se cumplen mejor los modelos de Smith y Chisholm. En cambio, en el segundo grupo de transitorios se cumple mejor el modelo homogéneo, por lo que el flujo es más bien burbujeante o de gotas dispersas. En particular, se observa claramente el cambio a flujo homogéneo en el transitorio E15E16 en el que se produce un aumento brusco del caudal del glicol y en consecuencia un fuerte aumento de las burbujas en el flujo de refrigerante provocando así un flujo homogéneo. Lo contrario ocurre en el transitorio E16E15.

De la Tabla 5.1 también se deduce que las correlaciones de Chisholm y Smith no siempre son las más adecuadas, pues en el Grupo 2_xS es el modelo homogéneo el que mejores resultados proporciona.

En la Tabla 5.2 y Tabla 5.3 se muestran los valores del RMS para cada transitorio y cada expresión del deslizamiento, junto con los cambios que se producen en cada transitorio. Se indica también el valor medio del RMS para cada columna (ordenados de menor a mayor valor) así como el promedio total.

Tabla 5.2 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 1 xS

| Transitorio | Cambio | Expresiones de S y valor de la RMS | | | |
|--------------------------|--|------------------------------------|---------------|--------------|--------------|
| E1E2 | Ta_ec:15.1-->23.4°C Aerot:sin-->con | S_Ch 843 | S_Sm 865 | S_Z 1027 | S_h 2113 |
| E2E3 | N: 570-->501 rpm | S_Sm 3204 | S_Ch 3234 | S_Z 3411 | S_h 5286 |
| E3E4 | N:501-->478 rpm | S_Ch 5811 | S_Sm 5819 | S_Z 5847 | S_h 6285 |
| E5E6 | N:478-->404°C Ta_ec:14.5-->13.1°C | S_Sm 10634 | S_Ch 10638 | S_Z 10943 | S_h 12626 |
| E6E7 | Ta_ec:13.1-->23.8°C Aerot:sin-->con | S_Ch 12957 | S_Sm 12968 | S_Z 13188 | S_h 14184 |
| E7E8 | ma_ec:1-->0.58 m3/h | S_Ch 10210 | S_Sm 10216 | S_Z 10301 | S_h 11297 |
| E11E12 | N:502-->404 rpm | S_Sm 9659 | S_Ch 9677 | S_Z 10393 | S_h 12526 |
| E16E15 | mg:2-->1.2 m3/h | S_Ch 9948 | S_Sm 9974 | S_Z 11142 | S_h 15173 |
| Promedio de cada columna | | 7908 | 7923 | 8281 | 9936 |
| Promedio de todas las S | | | | 8512 | |

Tabla 5.3 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 2 xS

| Transitorio | Cambio | Expresiones de S y valor de la RMS | | | |
|--------------------------|--|------------------------------------|--------------|---------------|---------------|
| E4E5 | Ta_ec:23.4-->14.5°C Aerot:con-->sin | S_h 6353 | S_Z 7148 | S_Sm 7275 | S_Ch 7299 |
| E8E9 | N:404-->480 rpm Ta_ec:25.8-->26.5°C | S_h 4645 | S_Z 4654 | S_Ch 5749 | S_Sm 5763 |
| E9E10 | Ta_ec:26.7-->14.8°C Aerot:con-->sin | S_h 3551 | S_Z 3554 | S_Ch 6316 | S_Sm 6364 |
| E10E11 | N:480-->502 rpm | S_h 6245 | S_Ch 6309 | S_Sm 6317 | S_Z 6398 |
| E12E13 | N:404-->560 rpm | S_h 6001 | S_Z 7262 | S_Sm 7551 | S_Ch 7563 |
| E13E14 | Ta_ec:15.9-->27.6°C Aerot:sin-->con | S_h 1477 | S_Z 3285 | S_Sm 4068 | S_Ch 4089 |
| E15E16 | mg:1.2-->2m3/h | S_h 6592 | S_Z 10129 | S_Sm 11068 | S_Ch 11068 |
| Promedio de cada columna | | 4980 | 6048 | 6906 | 6934 |
| Promedio de todas las S | | | 6218 | | |

5.2.1.2 TRANSITORIOS EN EL CONJUNTO VÁLVULA DE EXPANSIÓN-EVAPORADOR CON γ_s

Si en lugar de sustituir en el modelo la expresión de γ_{xS} empleamos la de γ_s obtenemos las gráficas Fig. 5.16 a Fig. 5.30. En las cuatro primeras (Fig. 5.16 a Fig.

5.19), que tomamos como ejemplo, se comprueba que las correspondientes a $S = S_h$ coinciden con las mostradas en las Fig. 5.1 a Fig. 5.4. Eso era de esperar pues ya vimos (ecuaciones (3.116) y (3.127)), que $\gamma_{xS} = \gamma_{JS}$ cuando $S = S_h$. Por ello en las demás gráficas mostramos solo los resultados con S_z, S_{Sm} y S_{Ch} , (aunque indicaremos los valores del RMS de S_h).

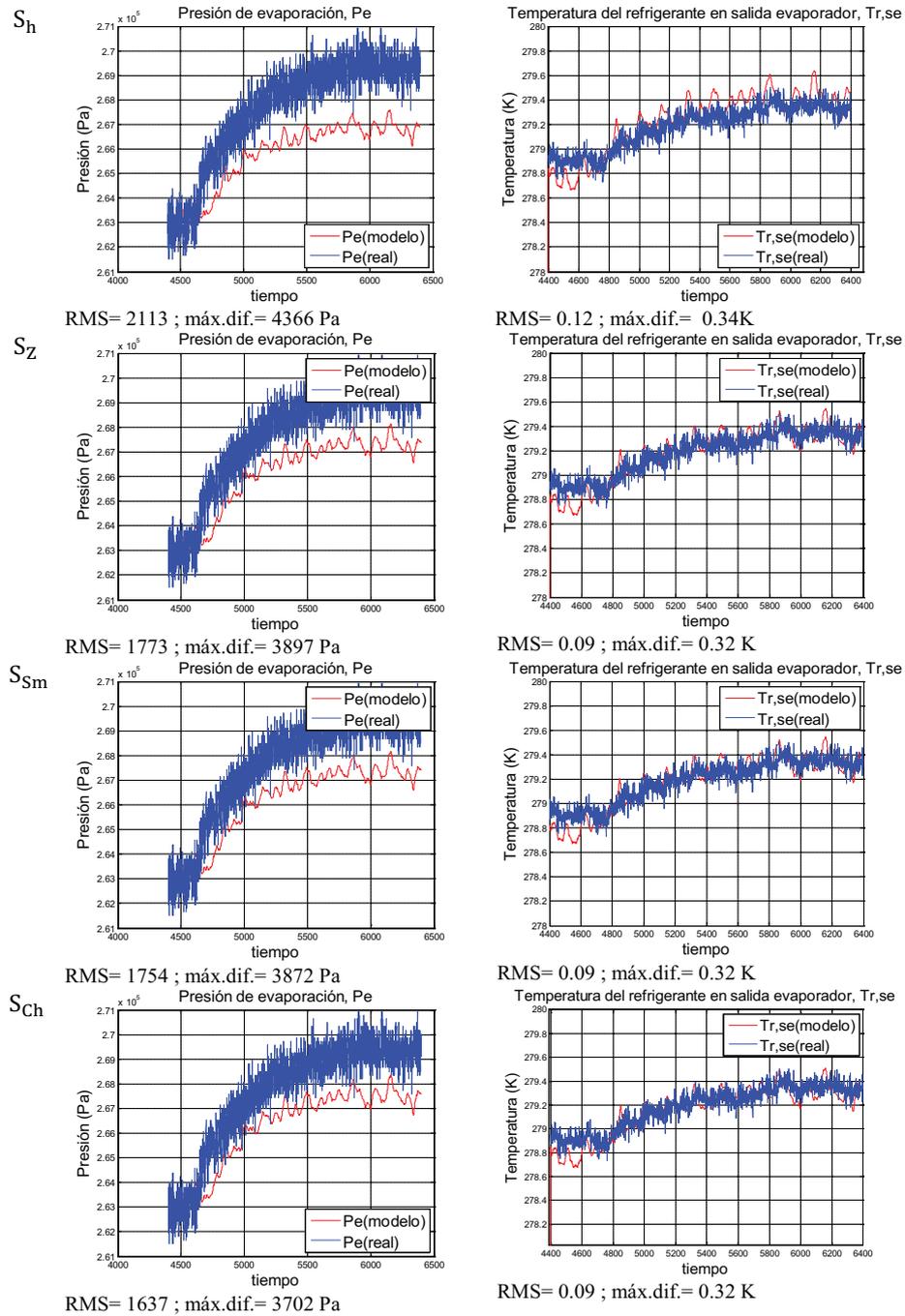


Fig. 5.16 Transitorio E1E2 con γ_{JS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 15.1 a 23.4 °C.

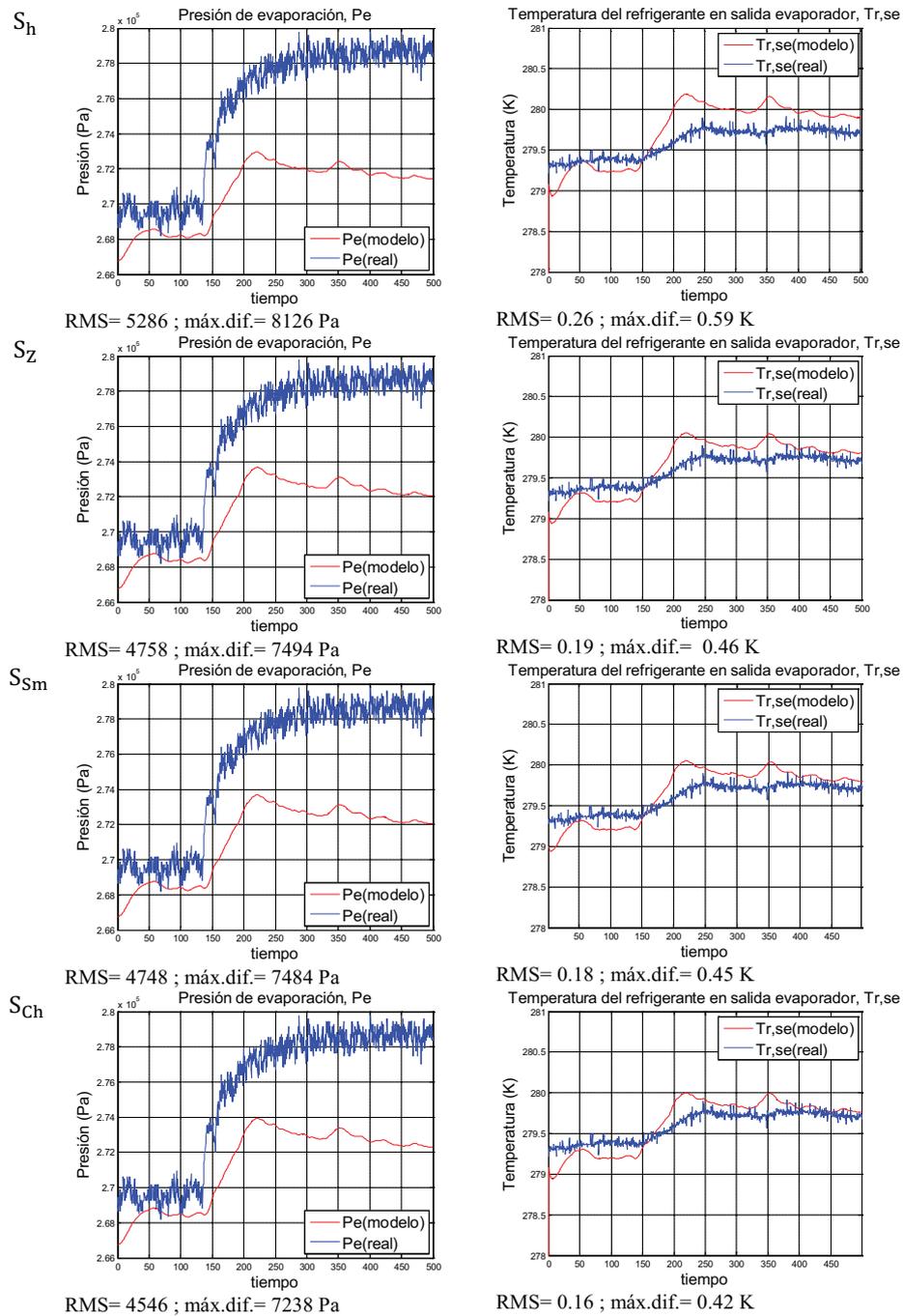


Fig. 5.17 Transitorio E2E3 con γ_{js} . Cambia N de 570 a 501 rpm.

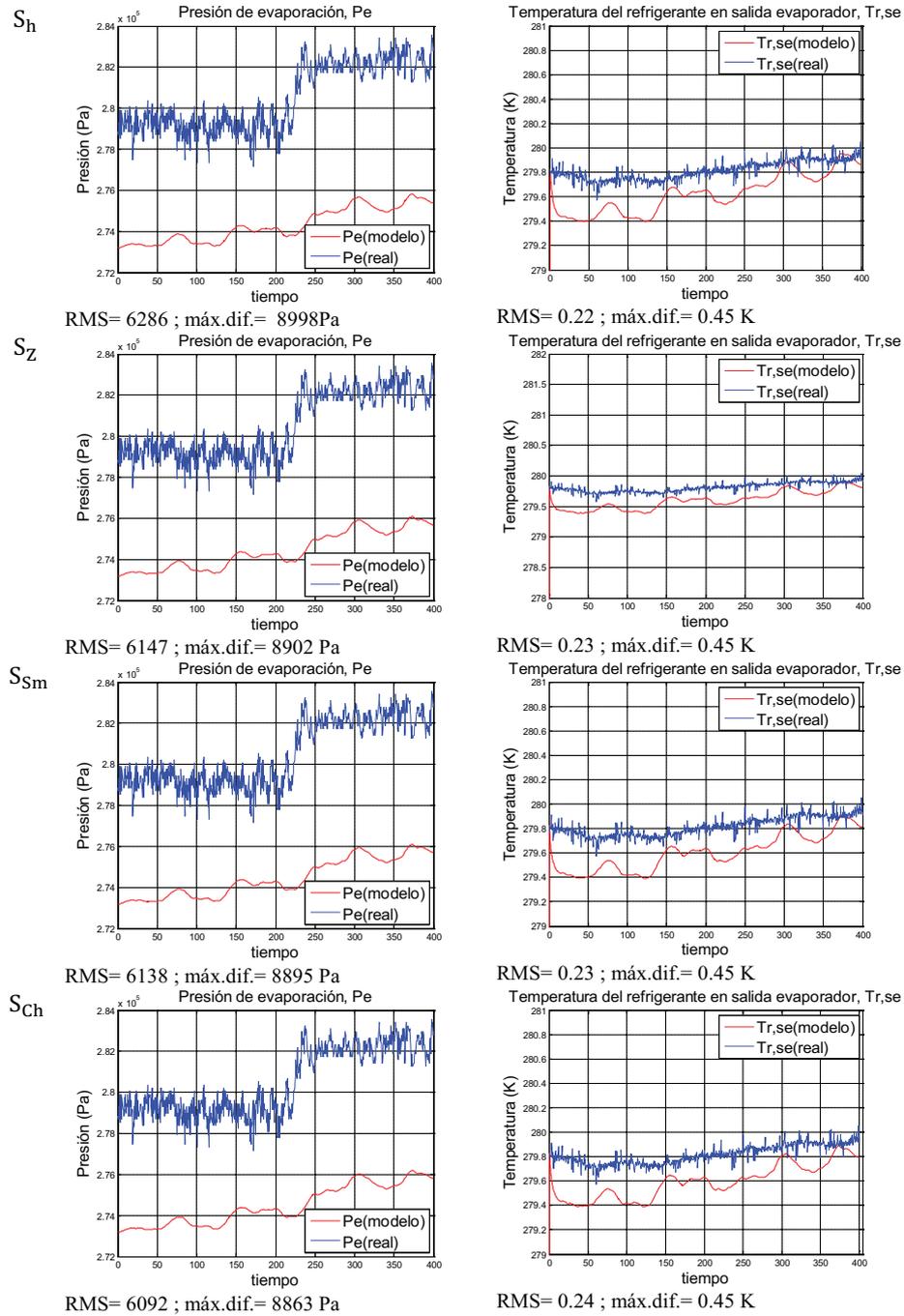


Fig. 5.18 Transitorio E3E4 con γ_s . Cambia N de 501 a 478 rpm.

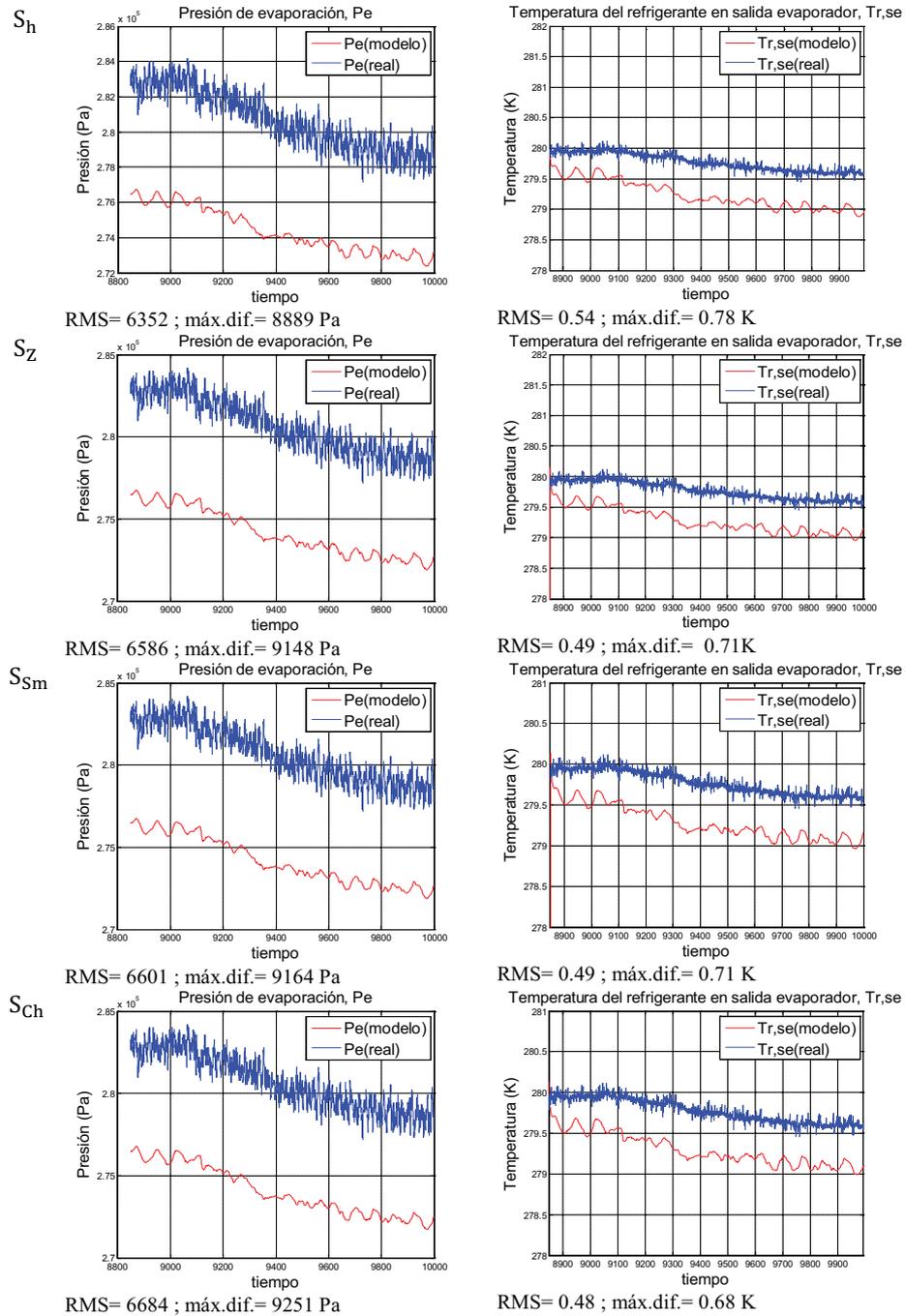


Fig. 5.19 Transitorio E4E5 con γ_{js} . Cambia $T_{a,ec}$ de 23.4 a 14.5 °C.

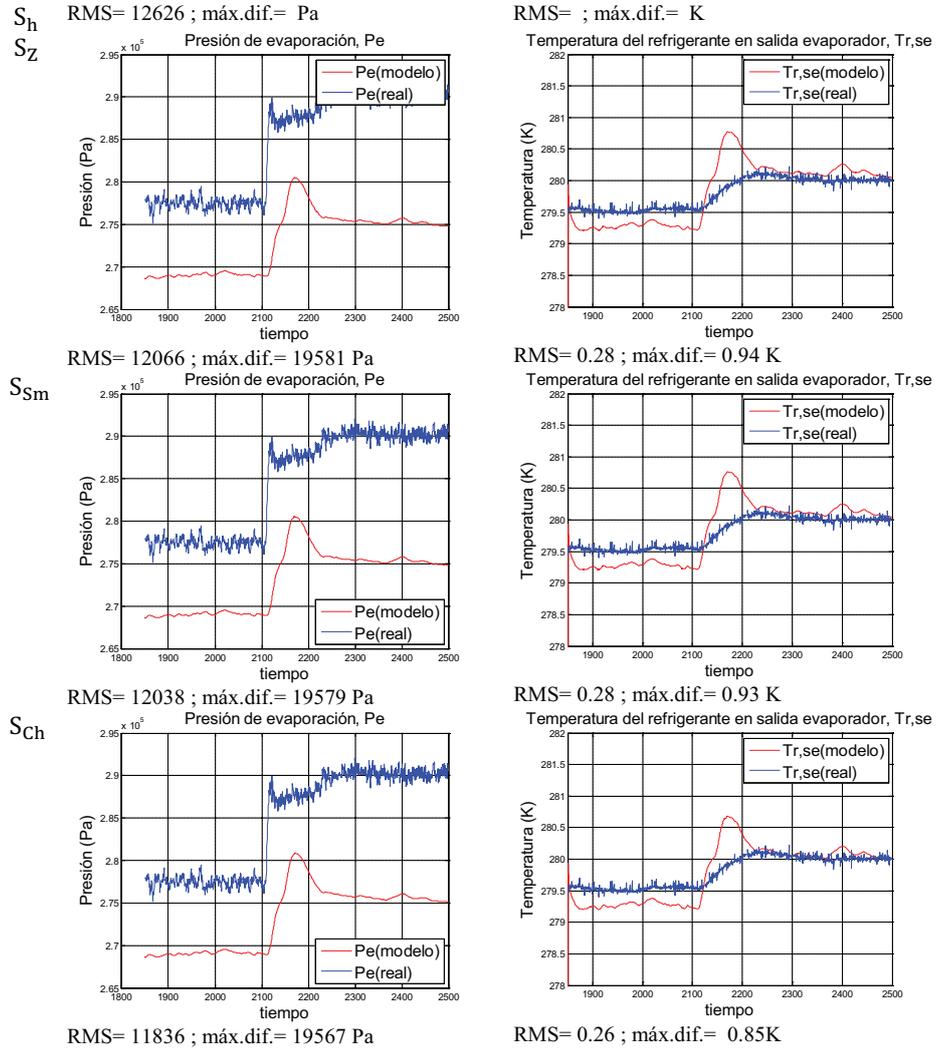


Fig. 5.20 Transitorio E5E6 con γ_{JS} . Cambia N de 478 a 404 rpm y $T_{a,ec}$ de 14.5 a 13.1 °C.

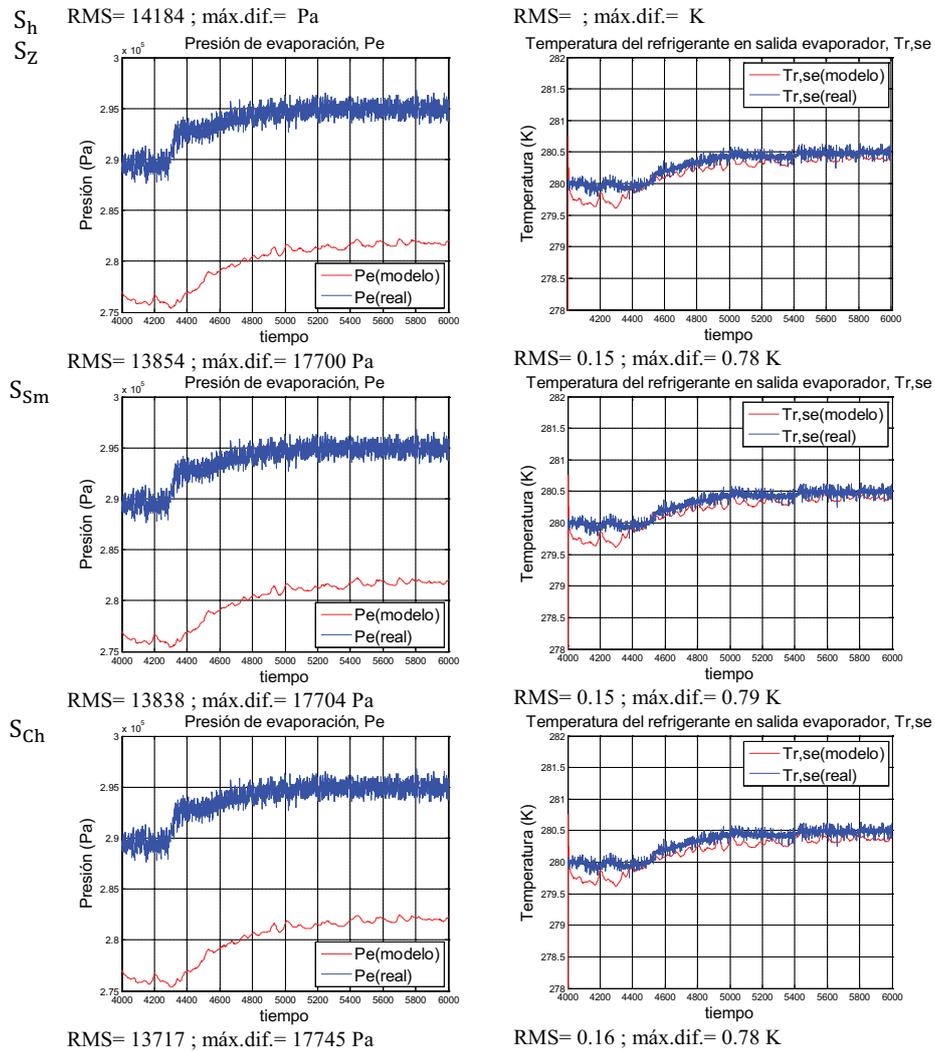


Fig. 5.21 Transitorio E6E7 con γ_{js} . Cambia $T_{a,ec}$ de 13.1 a 23.8 °C.

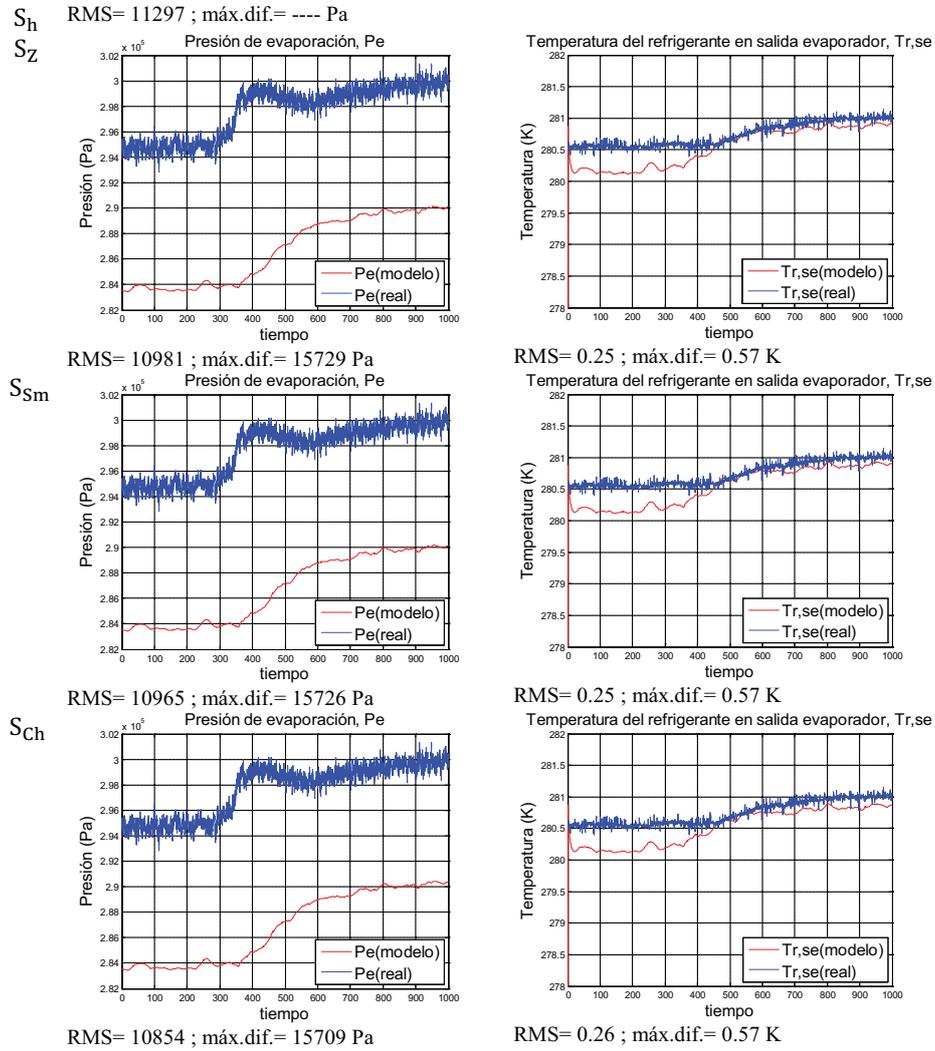


Fig. 5.22 Transitorio E7E8 con γ_{JS} . Cambia \dot{m}_a de 1 a $0.58 \text{ m}^3/\text{h}$

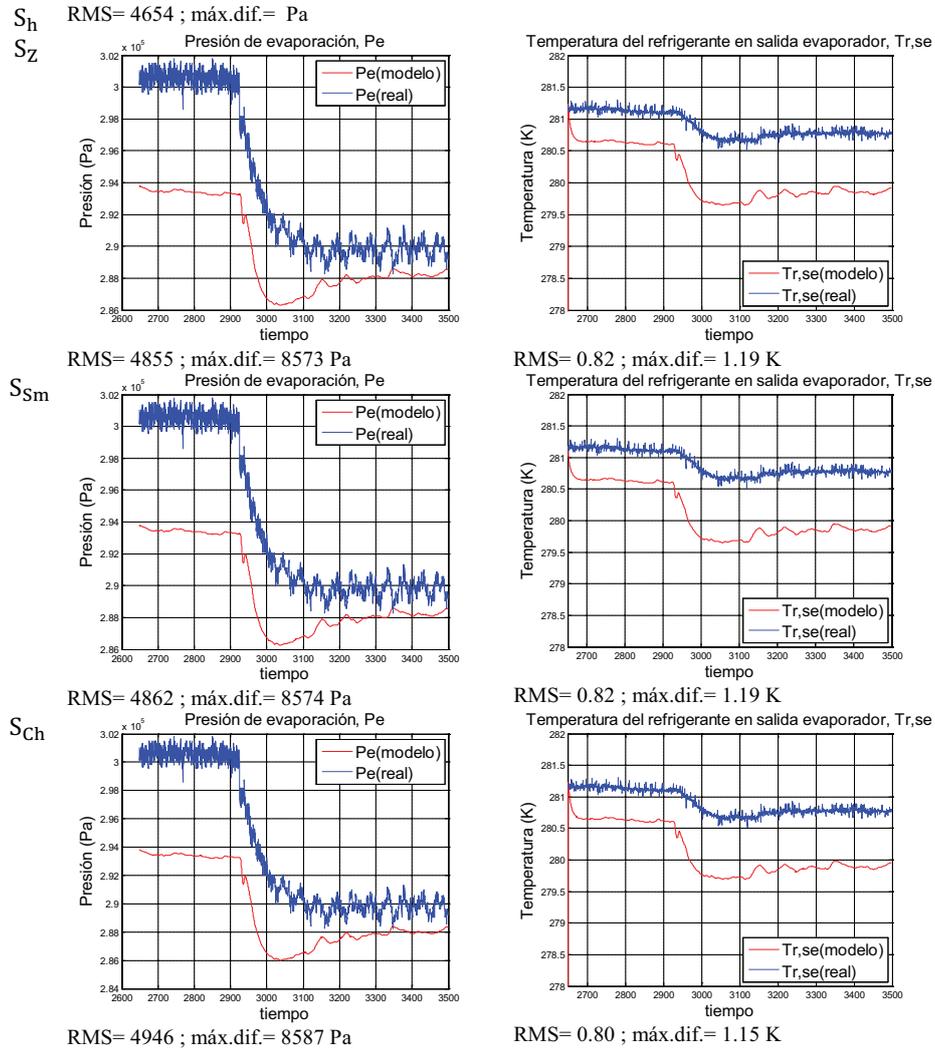


Fig. 5.23 Transitorio E8E9 con γ_{js} . Cambia N de 404 a 480 rpm y $T_{a,ec}$ de 25.8 a 26.5 °C.

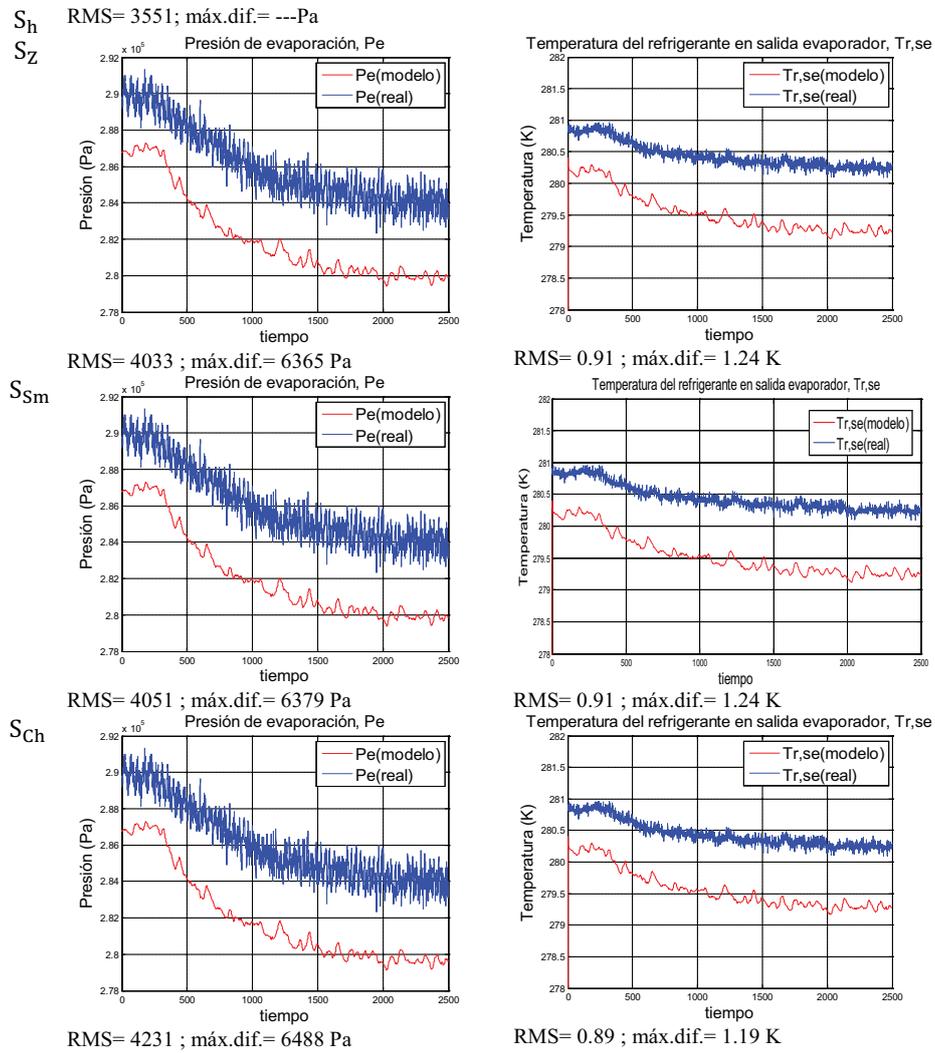


Fig. 5.24 Transitorio E9E10 con γ_{JS} . Cambia $T_{a,ec}$ de 26.7 a 14.8 °C.

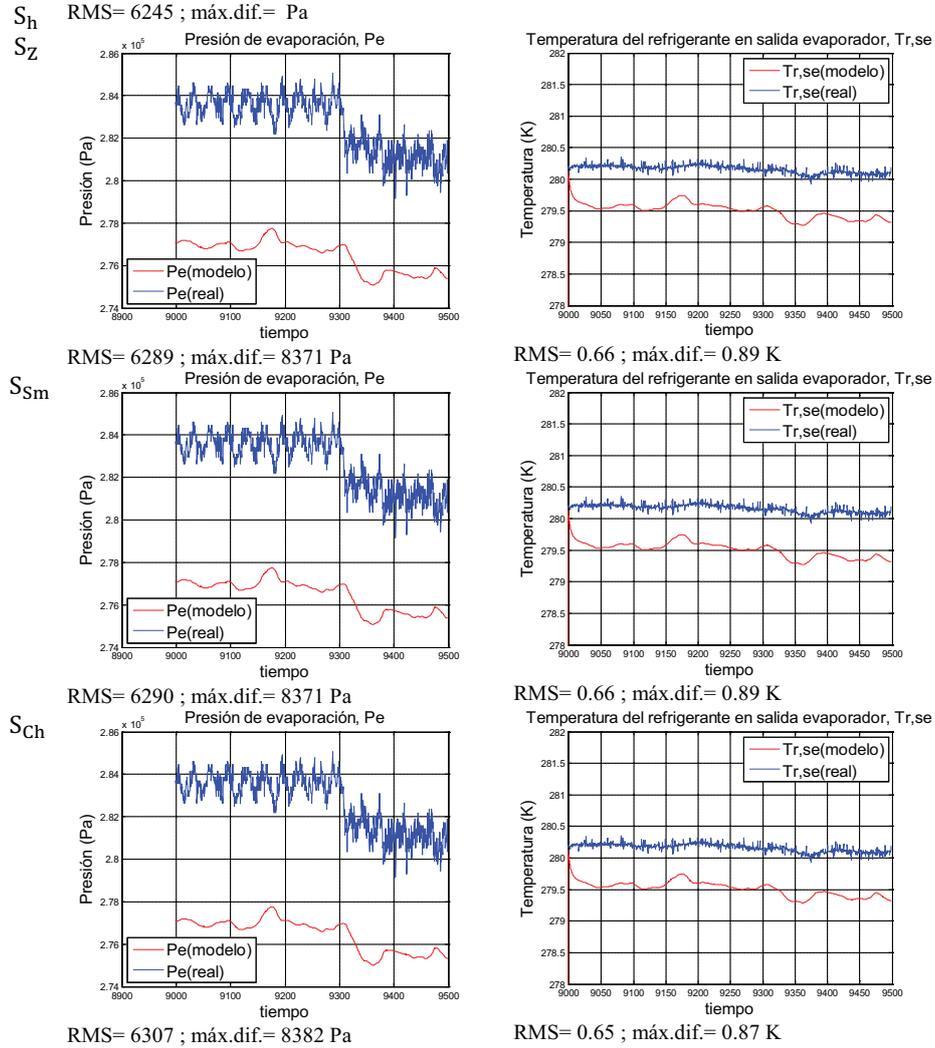


Fig. 5.25 Transitorio E10E11 con γ_{JS} . Cambia N de 408 a 502 rpm.

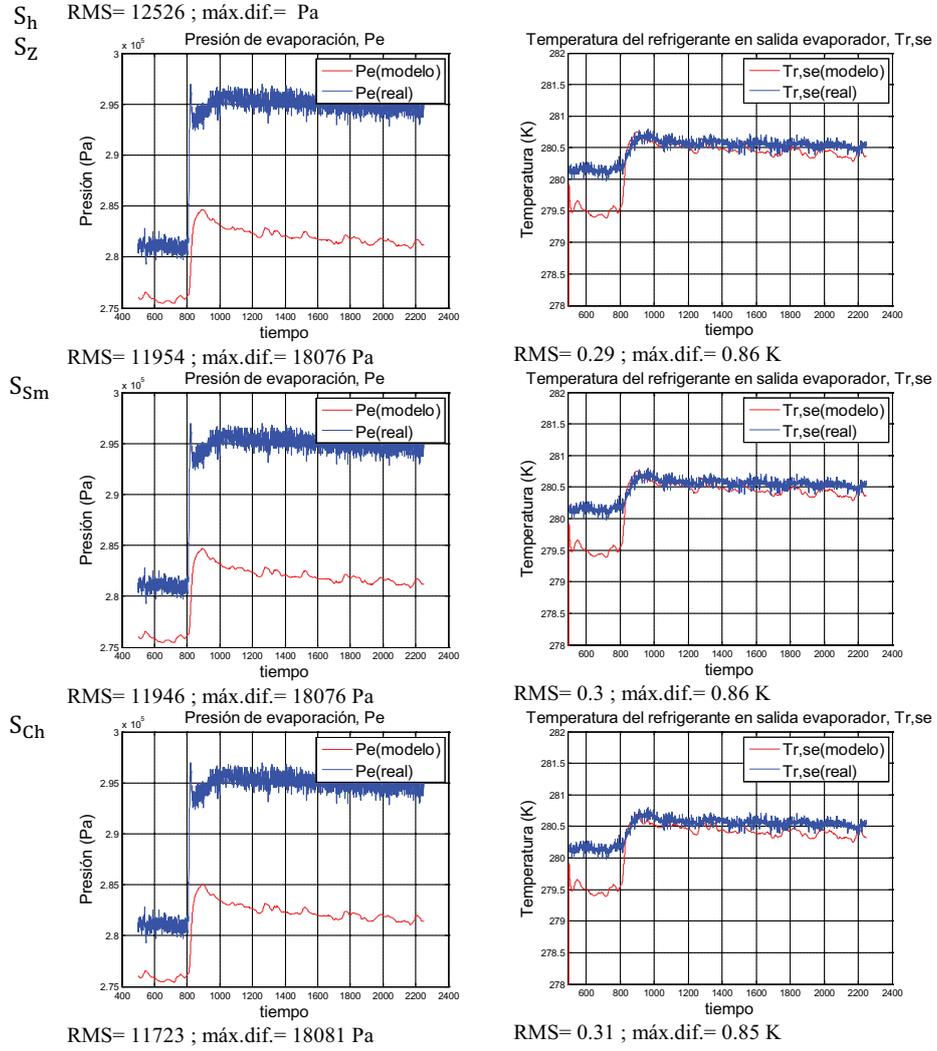


Fig. 5.26 Transitorio E11E12 con γ_S . Cambia N de 502 a 404 rpm y $T_{a,ec}$ de 15 a 13.1 °C.

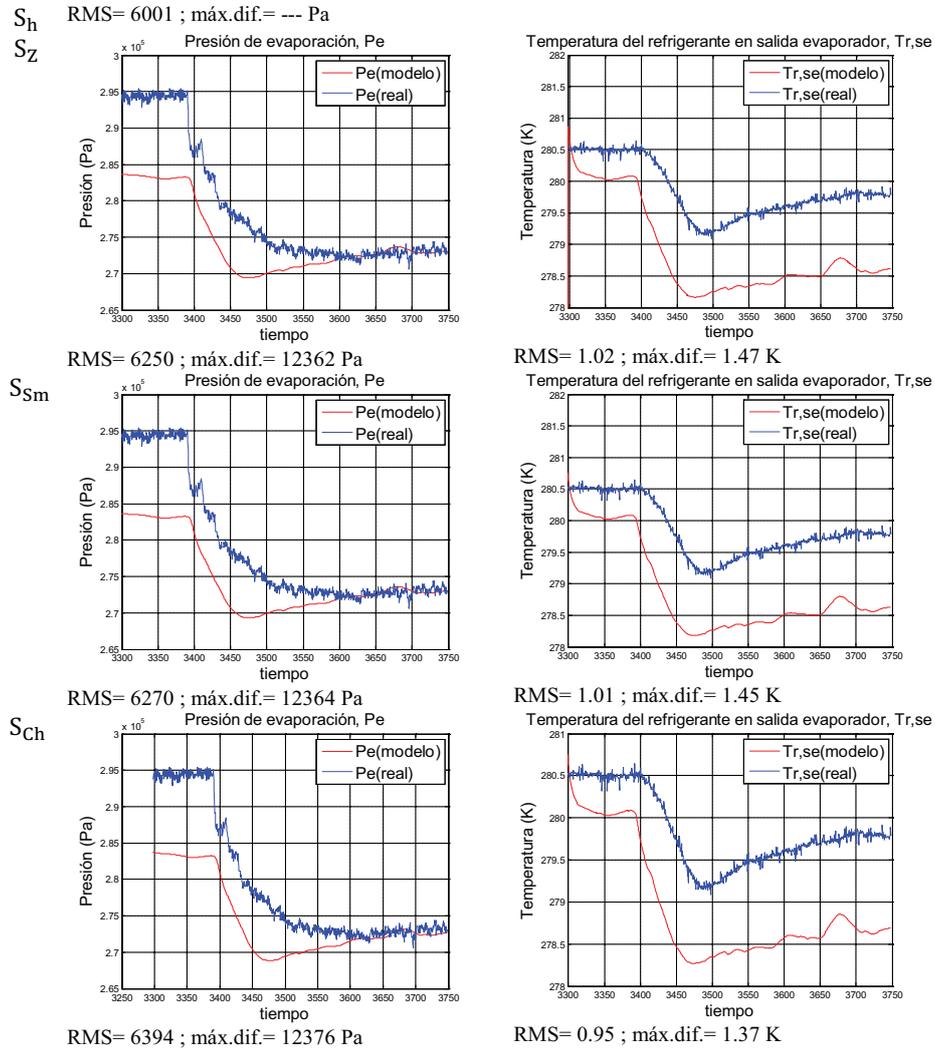


Fig. 5.27 Transitorio E12E13 con γ_{JS} . Cambia N de 404 a 560 rpm y $T_{a,ec}$ de 13.1 a 15.5 °C.

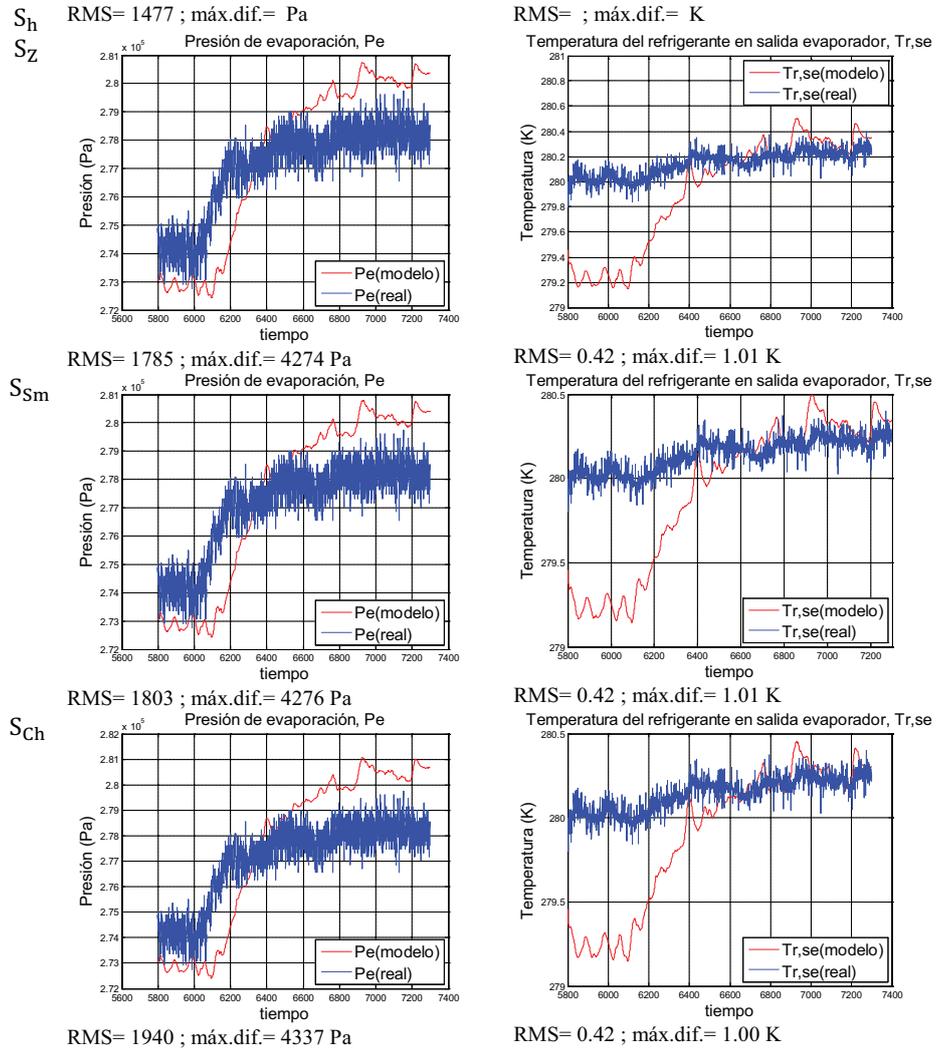


Fig. 5.28 Transitorio E13E14 con γ_S . Cambia $T_{a,ec}$ de 15.9 a 27.6 °C.

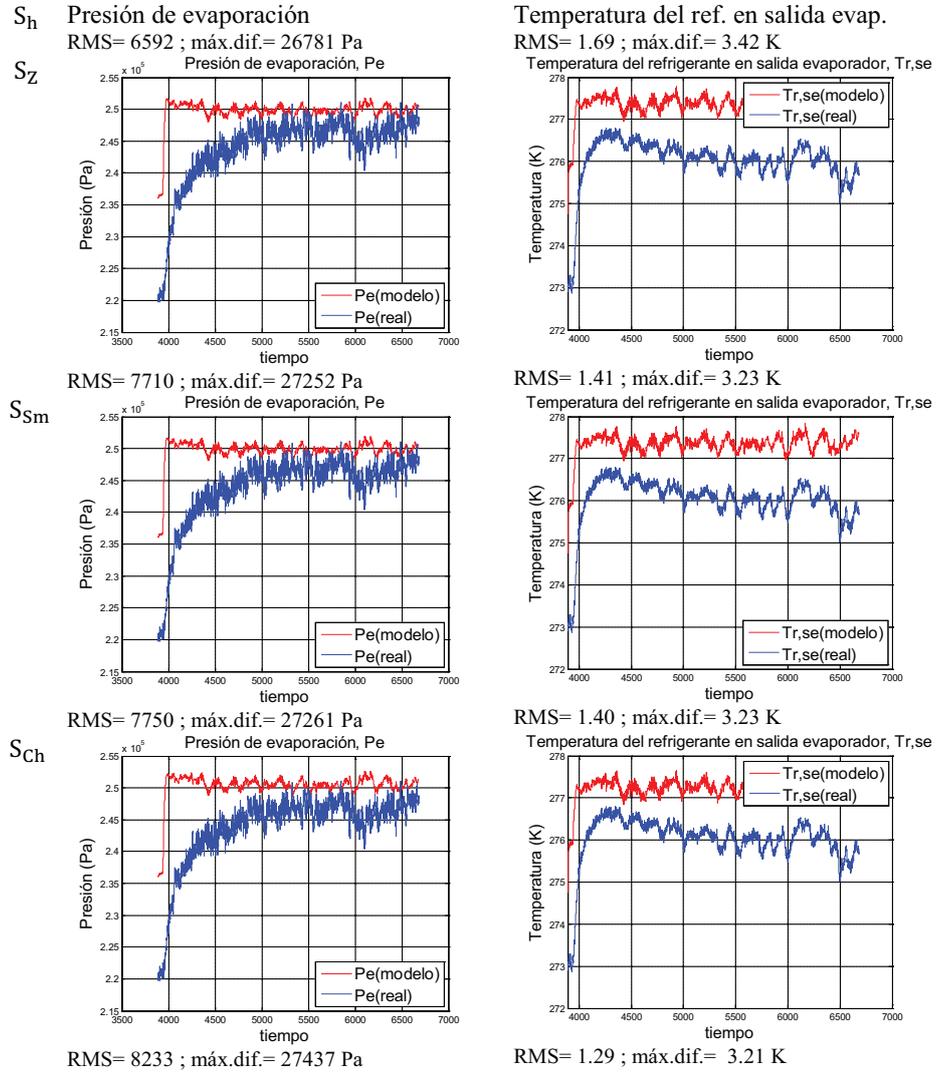


Fig. 5.29 Transitorio E15E16 con γ_{js} . Aumenta el caudal del glicol de 1.2 a $2 \text{ m}^3/h$

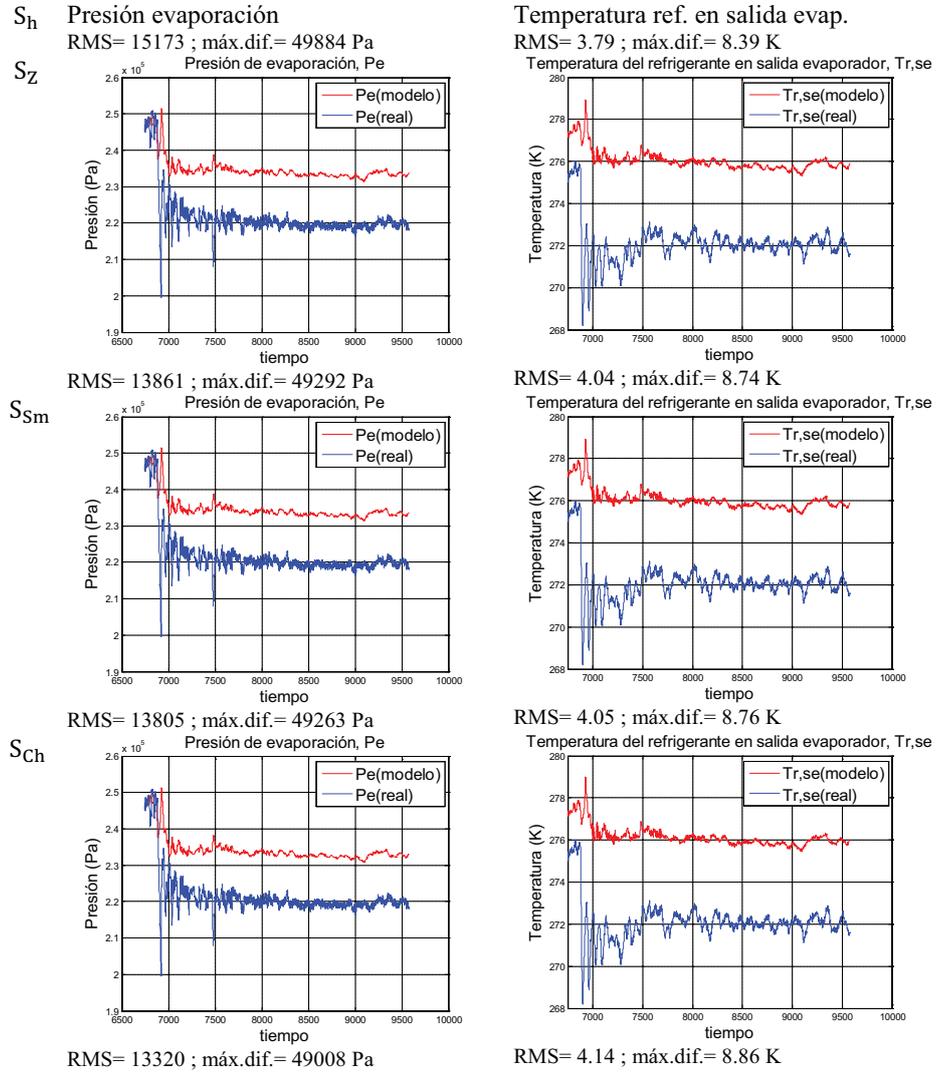


Fig. 5.30 Transitorio E16E15 con γ_{JS} . Disminuye el caudal del glicol de 2 a 1.2 m^3/h .

Al igual que en el caso anterior, en el que empleamos γ_{xS} también aquí podemos clasificar los transitorios en dos grandes grupos, Tabla 5.4:

Tabla 5.4 Clasificación de los transitorios y orden de las correlaciones cuando se emplea γ_{JS} en el modelo

| Transitorios | Orden de las correlaciones de menor a mayor RMS (de mejor a peor resultado) | Características |
|-------------------|---|---|
| Grupo 1 JS | | |
| E1E2 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | *Disminuye la velocidad del compresor o |
| *E2E3 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | *El aerotermo pasa de paro a marcha |
| E3E4 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | (aumenta la temperatura del agua de condensación) |
| *E5E6 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | o |
| E6E7 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | Disminuye el caudal del agua de condensación |
| E7E8 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | o |
| *E11E12 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | Disminuye el caudal del glicol en el evaporador |
| E16E15 JS | $S_{Ch} < S_{Sm} < S_Z < S_h$ | |
| Grupo 2 JS | | |
| E4E5 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | *Aumenta la velocidad del compresor |
| E8E9 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | o |
| *E9E10 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | *El aerotermo pasa de marcha a paro |
| E10E11 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | (disminuye la temperatura del agua de condensación) |
| E12E13 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | o |
| E13E14 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | Aumenta el caudal del glicol en el evaporador |
| E15E16 JS | $S_h < S_Z < S_{Sm} < S_{Ch}$ | |

Se deduce de la Tabla 5.4 que el orden para las expresiones de S (de mejor a peor resultado) es prácticamente el mismo que el que obtuvimos empleando la fracción media de huecos dada por γ_{xS} aunque más claramente definido. La única diferencia está en el orden de las correlaciones de Smith y Chisholm que cambian en los transitorios señalados con asterisco, (*).

Sin embargo, en cuanto a los valores de RMS se refiere, no podemos afirmar que siempre sean mayores o menores que los obtenidos empleando γ_{xS} . Se observa al comparar la Tabla 5.2 con la Tabla 5.5 que los valores del RMS del Grupo 1 JS son siempre mayores que los del Grupo 1 xS (a excepción de los resultados obtenidos con S_h), y por tanto se alejan más del valor real, por lo que el empleo de γ_{JS} para los transitorios de esas características se puede descartar. Y por lo que a la elección de la correlación S_{Ch} o S_{Sm} se refiere nos podemos decantar, en principio, por la de Chisholm pues su expresión es más sencilla que la de Smith y proporciona mejores o muy similares resultados.

Tabla 5.5 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 1-JS

| Transitorio | Cambio | Expresiones de S y valor del RMS | | | |
|--------------------------|---------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|
| | | S_Ch | S_Sm | S_Z | S_h |
| E1E2 | Ta_ec:15.1-->23.4°C | | | | |
| | Aerot: sin-->con | 1637 | 1754 | 1773 | 2113 |
| E2E3 | N: 570-->501 rpm | | | | |
| | | 4546 | 4748 | 4758 | 5286 |
| E3E4 | N:501-->478 rpm | | | | |
| | | 6092 | 6138 | 6147 | 6285 |
| E5E6 | N:478-->404°C | | | | |
| | Ta_ec:14.5-->13.1°C | 11836 | 12038 | 12066 | 12626 |
| E6E7 | Ta_ec:13.1-->23.8°C | | | | |
| | Aerot:sin-->con | 13717 | 13838 | 13854 | 14184 |
| E7E8 | ma_ec:1-->0.58 m3/h | | | | |
| | | 10854 | 10965 | 10981 | 11297 |
| E11E12 | N:502-->404 rpm | | | | |
| | | 11723 | 11946 | 11954 | 12526 |
| E16E15 | mg:2-->1.2 m3/h | | | | |
| | | 13320 | 13805 | 13861 | 15173 |
| Promedio de cada columna | | 9215 | 9404 | 9424 | 9936 |
| Promedio de todas las S | | | | 9495 | |

Tabla 5.6 Valores del RMS para cada transitorio del Grupo 2-JS

| Transitorio | Cambio | Expresiones de S y valor del RMS | | | |
|--------------------------|---------------------|----------------------------------|------|------|------|
| | | S_h | S_Z | S_Sm | S_Ch |
| E4E5 | Ta_ec:23.-->14.5°C | | | | |
| | Aerot:con→-->sin | 6353 | 6586 | 6601 | 6684 |
| E8E9 | N:404-->480 rpm | | | | |
| | Ta_ec:25.8-->26.5°C | 4645 | 4855 | 4862 | 4946 |
| E9E10 | Ta_ec:26.7-->14.8°C | | | | |
| | Aerot:con-->sin | 3551 | 4033 | 4051 | 4231 |
| E10E11 | N:480-->502 rpm | | | | |
| | | 6245 | 6289 | 6290 | 6307 |
| E12E13 | N:404-->560 rpm | | | | |
| | | 6001 | 6250 | 6270 | 6394 |
| E13E14 | Ta_ec:15.9-->27.6°C | | | | |
| | Aerot:sin-->con | 1477 | 1785 | 1803 | 1940 |
| E15E16 | mg:1.2-->2m3/h | | | | |
| | | 6592 | 7710 | 7750 | 8233 |
| Promedio de cada columna | | 4980 | 5358 | 5375 | 5533 |
| Promedio de todas las S | | | 5311 | | |

Pero los valores de RMS en el Grupo 2_JS son todos menores que los de Grupo 2_xS (con las excepciones de las S_Z subrayadas, y obviamente, los valores obtenidos con S_h , que son iguales) lo que puede verse si comparamos la Tabla 5.3 con la Tabla

5.6, y por tanto se acercan más al valor real. Estos resultados se resumen en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7 Comparación entre RMS_{xS} y RMS_{JS}

| Transitorios | Comparación entre RMS_{xS} y RMS_{JS} |
|-------------------|---|
| Grupo 1 (xS y JS) | $RMS_{xS} < RMS_{JS}$ |
| Grupo 2 (xS y JS) | $RMS_{JS} \leq RMS_{xS}$ |

En consecuencia, para los cambios de las variables con las características del Grupo 1 el mejor modelo es el que emplea γ_{xS} y con el deslizamiento S_{Ch} o S_{Sm} , (preferiblemente S_{Ch} por su sencillez). Y para aquellos cambios de las variables con las características del Grupo 2 es indistinto emplear γ_{xS} o γ_{JS} , pues como se debe tomar $S = S_h$ (ya que proporciona los menores valores de RMS), ello implica que $\gamma_{xS_h} = \gamma_{JS_h}$, y por ello conviene también emplear γ_{xS} en el modelo con S_h .

Aparte de las conclusiones anteriores observamos también que: en el Grupo 1 los valores de la RMS correspondientes a S_{Sm} y S_{Ch} son bastante cercanos, y el siguiente valor más próximo es el de Zivi, S_Z . Y por otra parte, en el Grupo 2, el valor más cercano a S_h es también el de S_Z . Además se observa en la Tabla 5.2, Tabla 5.3, Tabla 5.5 y Tabla 5.6 que los valores promedio de las medias de cada columna son los más cercanos a la media de las columnas correspondientes a $S = S_Z$. Por tanto, para ambos grupos 1 y 2, el deslizamiento que se podría tomar como aproximación es el de Zivi, lo que simplificaría el modelo al tomar una sola expresión de S para todos los posibles transitorios.

5.2.2 VALIDACIÓN DEL CONJUNTO EVAPORADOR-VÁLVULA APLICANDO LA DERIVADA DE γ_{xS}

Puesto que la fracción media de huecos a aplicar en el modelo es la dada por γ_{xS} y puesto que una solución práctica respecto del deslizamiento es el uso de la correlación

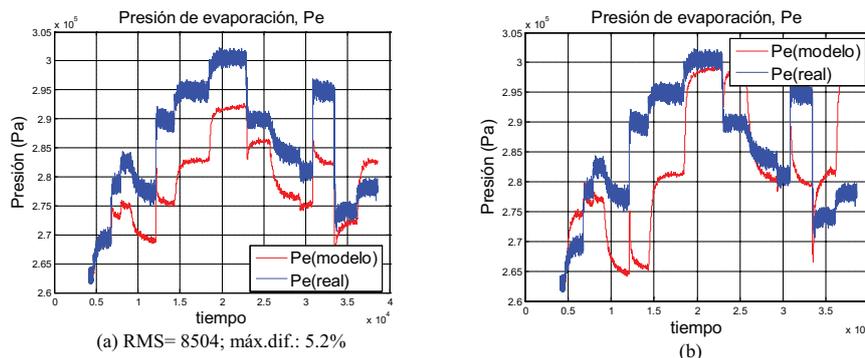


Fig. 5.31 Presión de evaporación cuando no se incluye $\dot{\gamma}_{xS}$ en el modelo (a), y cuando se incluye (b).

de Zivi vamos a ver el resultado de incorporar en el modelo el término correspondiente a $\dot{\gamma}_{xS}^{1e}$ con $S = S_Z$. Si nos limitamos a comparar las gráficas de las presiones obtenemos la Fig. 5.31. El resultado no es muy exacto para todos los transitorios, lo que requiere una revisión.

En la Fig. 5.32 a) y b) tenemos el transitorio E1E2 visto en la Fig. 5.1, y en la Fig. 5.32 c) y d) tenemos el mismo transitorio pero con $\dot{\gamma} \neq 0$ (lo que supone que han cambiado algunos de los términos z_{ij} y f_{ij} de las ecuaciones del modelo), observándose que éste predice de peor modo el comportamiento del sistema. Para explicar esta respuesta tenemos que analizar los términos $f'_{11,e}$, $f'_{21,e}$ y $f'_{31,e}$ de la Tabla 3.14. Los términos que contienen la derivada \dot{h}_{ee} los denominamos, respectivamente, d1gih, d2gih y d3gih, y los comparamos con los $f_{11,e}$, $f_{21,e}$ y $f_{31,e}$, Fig. 5.33.

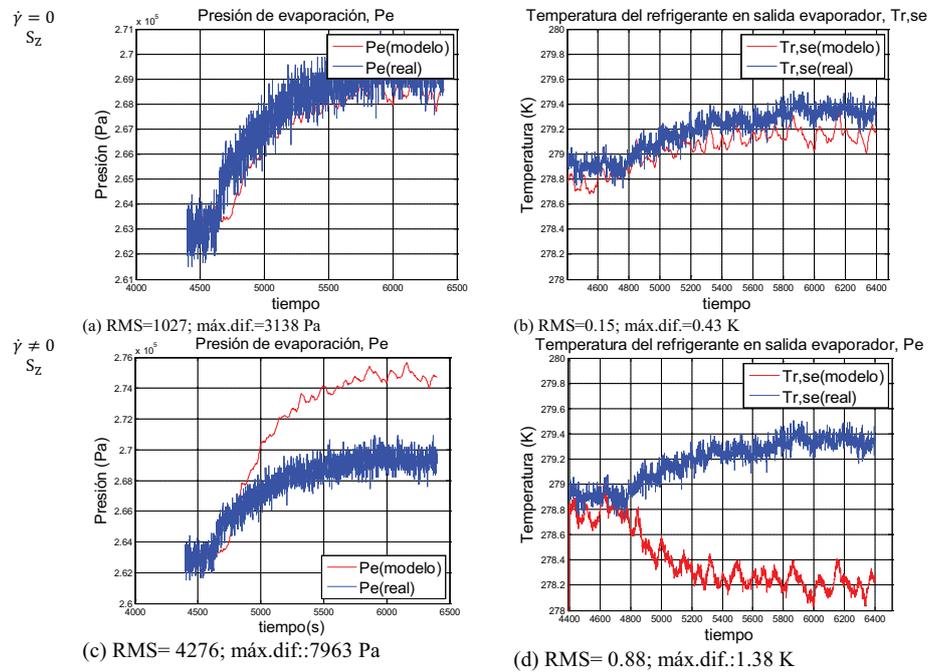


Fig. 5.32 Transitorio E1E2 con $\dot{\gamma}_{xS}$ y con $\dot{\gamma}_{xS} = 0$, (a) y(b), y con $\dot{\gamma}_{xS} \neq 0$, (c) y (d)

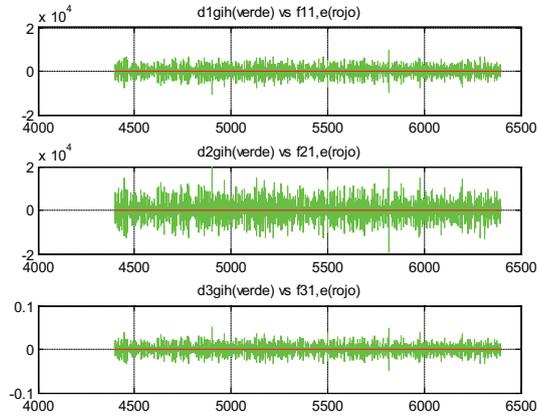


Fig. 5.33 Comparación de los términos de $f'_{11,e}$, $f'_{21,e}$ y $f'_{31,e}$

Se observa que las fluctuaciones introducidas en las ecuaciones al añadir $\dot{\gamma}_{x5}$ están debidas en parte a \dot{h}_{ee} que oscila de la manera que muestra la Fig. 5.34:

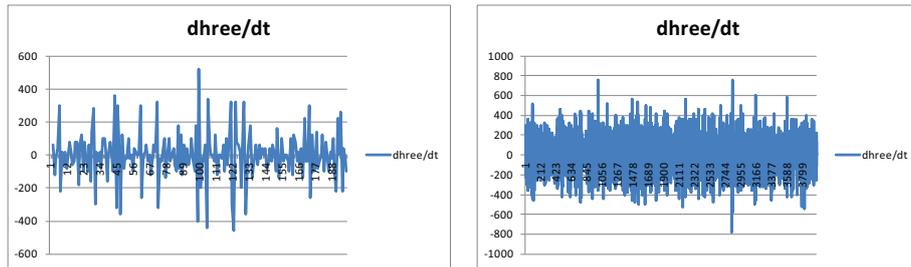


Fig. 5.34 Oscilación de \dot{h}_{ee} en los 200 primeros puntos (a), y en todos los puntos del transitorio (b).

Estas oscilaciones son causadas por las incertidumbres en el tipo de medidas, lo que perturba los resultados del modelo, pero los valores de $dh_{r,ee}/dt$ deberían ser mucho más suaves, de acuerdo con la tendencia que vemos en la Fig. 5.35. Además, comprobamos que eliminando la influencia de ese término haciendo $dh_{r,ee}/dt = 0$ obtenemos unos resultados más reales y más parecidos a la Fig. 5.32 a) y b), como se deduce del valor del RMS, Fig. 5.36 a) y b).

Puesto que esta aproximación proporciona un resultado más aceptable, cabe incorporar en la derivada un factor de atenuación f . Podemos comprobar en la Fig. 5.36 que haciendo $f = 5$ se obtienen aún mejores resultados, es decir, tiene que haber un valor óptimo de ajuste que proporcione un valor mínimo para el RMS. Este resultado muestra la conveniencia de filtrar los datos obtenidos de la instalación, y en especial las que proporcionan el valor de la entalpía de entrada.

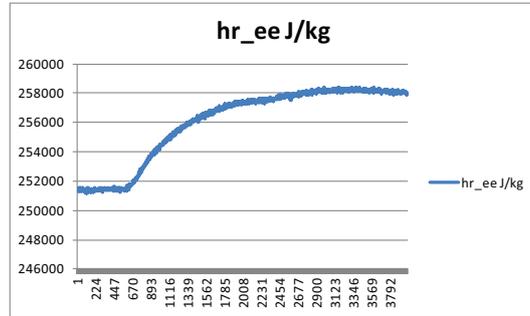


Fig. 5.35 Entalpía en la entrada del evaporador

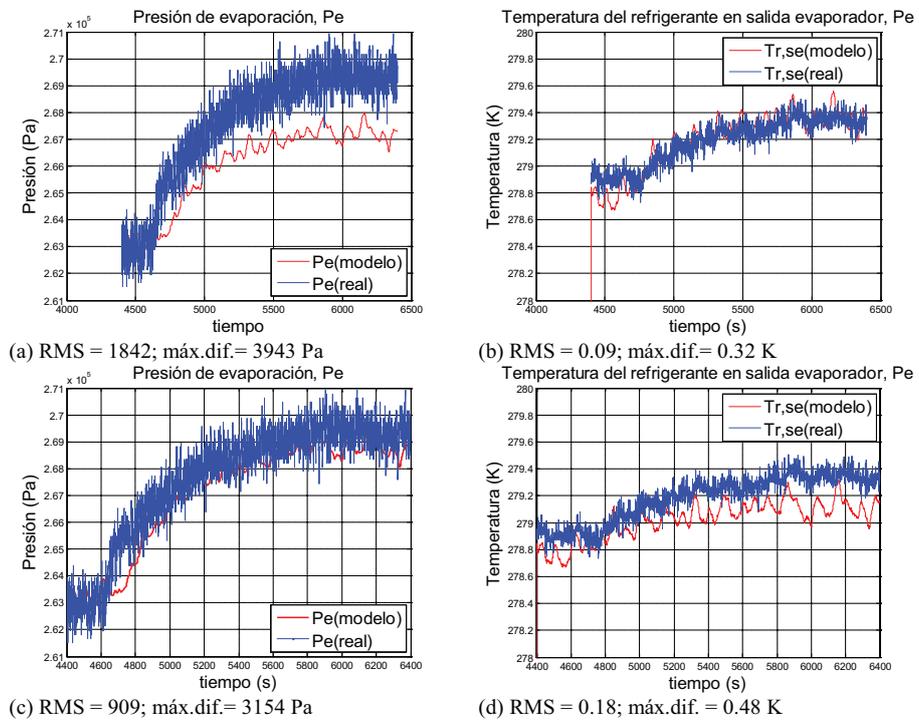


Fig. 5.36 Transitorio E1E2 con $\dot{\gamma}_{XS} \neq 0$ y $\dot{h}_{ee} = 0$ en a) y b), y con $\dot{\gamma}_{XS} \neq 0$ y $\dot{h}_{ee}/5$ en (c) y (d)

5.2.3 VALIDACIÓN DEL CONJUNTO EVAPORADOR-VÁLVULA APLICANDO LOS MODELOS DE LA TEMPERATURA DE LA PARED

Una de las comprobaciones que hemos planteado realizar es la comparación de los resultados del modelo del sistema de compresión de vapor empleando los distintos modelos para la temperatura de la pared del tubo en contacto con el refrigerante. Restringiéndonos al caso del evaporador, en la Fig. 5.37 comparamos los valores de la presión obtenidos con los cuatro modelos disponibles que vimos en el apartado 3.5.1.8. Comprobamos que para los transitorios estudiados las diferencias entre los RMS son diferentes pero despreciables, (0.0003% entre el modelo sencillo y el de la media ponderada).

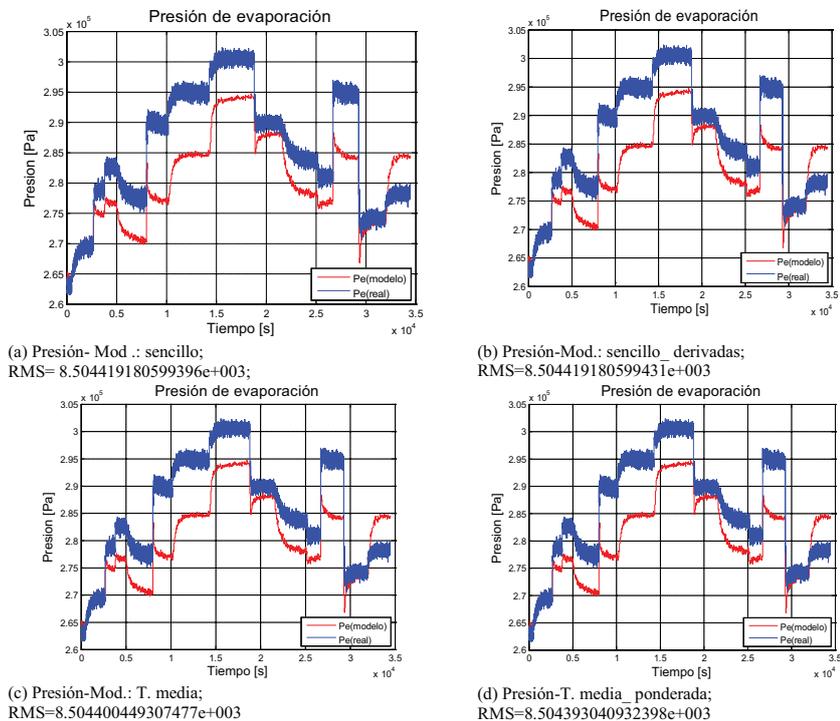


Fig. 5.37 Presión de evaporación con cada uno de los modelos de la temperatura de la pared.

Puesto que en el análisis de los transitorios indicado en la Tabla 5.1 y Tabla 5.4 se observa que aparecen diferencias según las características de los mismos, decidimos efectuar una comprobación con dos transitorios, uno de cada grupo, E15E16 (subida del caudal del fluido secundario en el evaporador) y E16E15 (bajada del caudal), para ver si se observan unas diferencias más acusadas, las cuales que podrían quedar enmascaradas al analizar la serie completa de los trece transitorios. En la Tabla 5.8.se resumen los resultados.

Tabla 5.8 RMS de la presión en los transitorios E15E16 y E16E15 según los modelos de la temperatura de la pared

| Modelo temperatura pared | Transitorio E15E16 | Transitorio E16E15 |
|--------------------------|------------------------|------------------------|
| sencillo | 1.918357692039749e+004 | 1.201361608952481e+004 |
| sencillo derivadas | 1.918357692039749e+004 | 1.201361608952481e+004 |
| T media | 1.918721529561564e+004 | 1.201056789867118e+004 |
| T media ponderada | 1.918914860690476e+004 | 1.200912659504571e+004 |

En este caso particular las diferencias son más acusadas que cuando tomamos la serie de transitorios, aunque tampoco se pueden tomar en consideración, pues las diferencias máximas entre los RMS de los modelos son solo un 0.01% para el transitorio E15E16 y de 0.04% para el transitorio E16E15, (las diferencias en las temperaturas son aún mayores). Es de resaltar, no obstante, que en el caso del transitorio E15E16 (perteneciente al Grupo 2 de transitorios) el modelo sencillo proporciona el mejor resultado, mientras que para el E16E15 (del Grupo 1), el mejor resultado lo da el modelo de la media ponderada. Tenemos pues que al igual que en el caso del análisis de los deslizamientos los resultados dependen de los transitorios considerados. Cabría pues comprobar estos resultados para el resto de transitorios. Por otra parte, en este caso no se observan diferencias entre los resultados proporcionados por los modelos ‘sencillo’ y ‘sencillo-con-derivadas’.

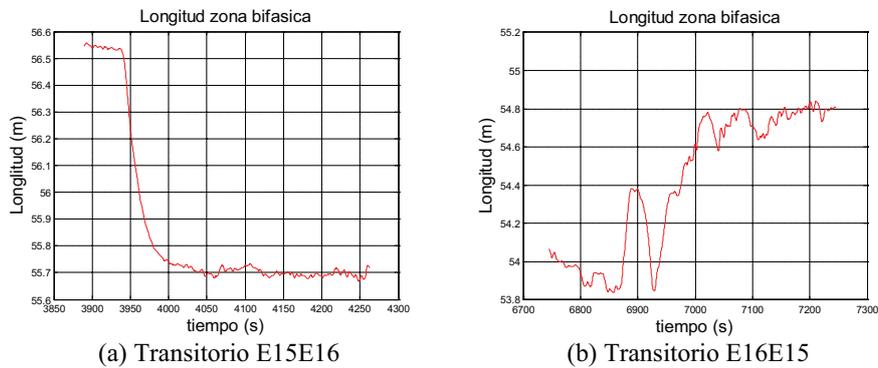


Fig. 5.38 Longitud de la zona bifásica durante los transitorios E15E16 y E16E15

En el caso del transitorio E15E16 (con un aumento del flujo de calor hacia el refrigerante), se cumple la condición (3.44), es decir, que $T_t|_{L_{1e}} = T_{t,1e}$ cuando $dL_{1e}/dt \leq 0$, y con ella que el modelo sencillo y el sencillo-derivadas dan el mismo resultado, pues las ecuaciones (3.47) y (3.48) se reducen a las (3.41) y (3.43). Además, estos modelos resultan ser ligeramente más exactos que el de la temperatura media y que el de la media ponderada. Esto es debido a que al disminuir L_{1e} la temperatura del punto entre las dos zonas tiene una temperatura más cercana a la media de la zona 1e (de evaporación), lo que no queda igualmente reflejado mediante las

ecuaciones (3.45) y (3.46): con la primera la temperatura se desvía hacia el valor en la zona 2e (de recalentamiento), y aún más en el caso de la media ponderada.

En cuanto al caso del transitorio E16E15, al aumentar la longitud de la zona bifásica es de esperar que la temperatura del punto intermedio no sea ni la de la zona 1e (pues entra en la zona 2e), ni la de la zona 2e (pues el coeficiente de transmisión de calor en esta zona es bajo), sino que debe ser un valor intermedio, lo que queda reflejado de mejor manera con el modelo de la media ponderada.

5.2.4 VALIDACIÓN DEL COMPRESOR

En este apartado vamos a validar los resultados del modelo del compresor referentes al caudal, así como la entalpía y temperatura de descarga del refrigerante.

El caudal másico se ha obtenido a partir de correlaciones empíricas de la eficiencia volumétrica. En los trabajos [132] y [20] se mencionan dos expresiones para dicha eficiencia, Ef.vol.1 y Ef.vol.2 que hemos reproducido en las ecuaciones (3.10) y (3.11) respectivamente. De la Fig. 5.39 se deduce que la Ef.vol.1 es la que proporciona un error muy pequeño, inferior al $\pm 1\%$, y es la que utilizamos para obtener el caudal del refrigerante. La otra expresión da un error de un 8.5% aprox.

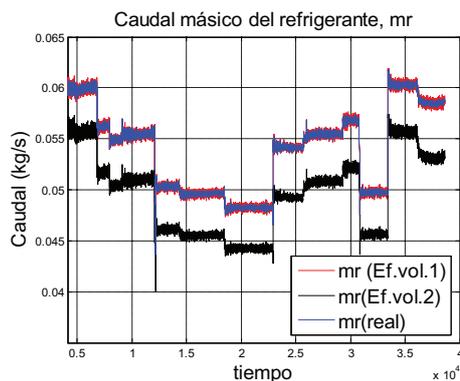


Fig. 5.39 Validación del caudal másico del refrigerante

Los resultados para la entalpía y temperatura de descarga quedan validados en la Fig. 5.40; en ambos casos el error en las partes estacionarias es menor que 1%:

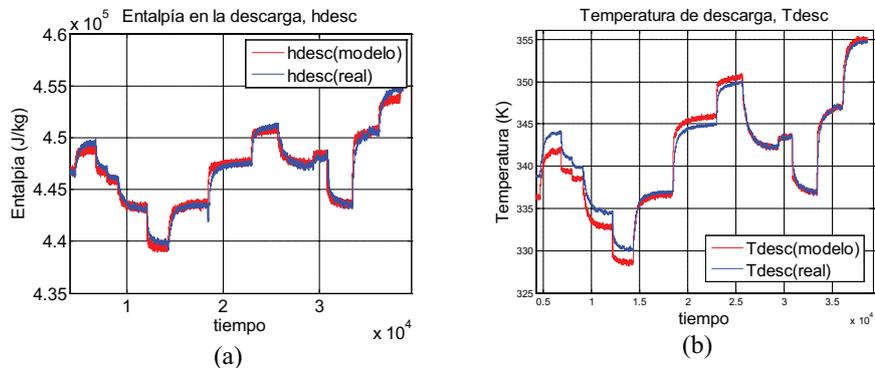


Fig. 5.40 Validación para la entalpía a), y para la temperatura de descarga b)

5.2.5 VALIDACIÓN DEL CONDENSADOR

Las variables de salida que se comparan con los datos experimentales son, en este caso, la presión de condensación, la entalpía del refrigerante y las temperaturas de salida del refrigerante y del agua en la salida del condensador. Puesto que las condiciones de condensación varían principalmente durante los trece primeros ensayos realizados correlativamente es por lo que nos restringimos a ellos.

Tras lo concluido en la validación del evaporador sobre la elección de la fracción media de huecos a emplear, en esta validación nos centramos en el modelo del condensador con γ_{xS} y $\dot{\gamma} = 0$, y mostramos los resultados para los trece transitorios consecutivos.

En cuanto a las expresiones del deslizamiento a emplear, aplicaremos las ya utilizadas en el evaporador. En realidad, y puesto que en el condensador que utilizamos el flujo del refrigerante es externo y a través del banco de tubos, se deberían de emplear las expresiones del deslizamiento correspondientes [116], como la de Grant y Chisholm [134], (correlacionada con el deslizamiento) y la de Xu, Tou y Tso [135] (correlacionada con el parámetro de Martinelli). Pero puesto que estas expresiones son algo más complejas, como primera aproximación al problema, hemos aplicado las utilizadas para el caso del evaporador.

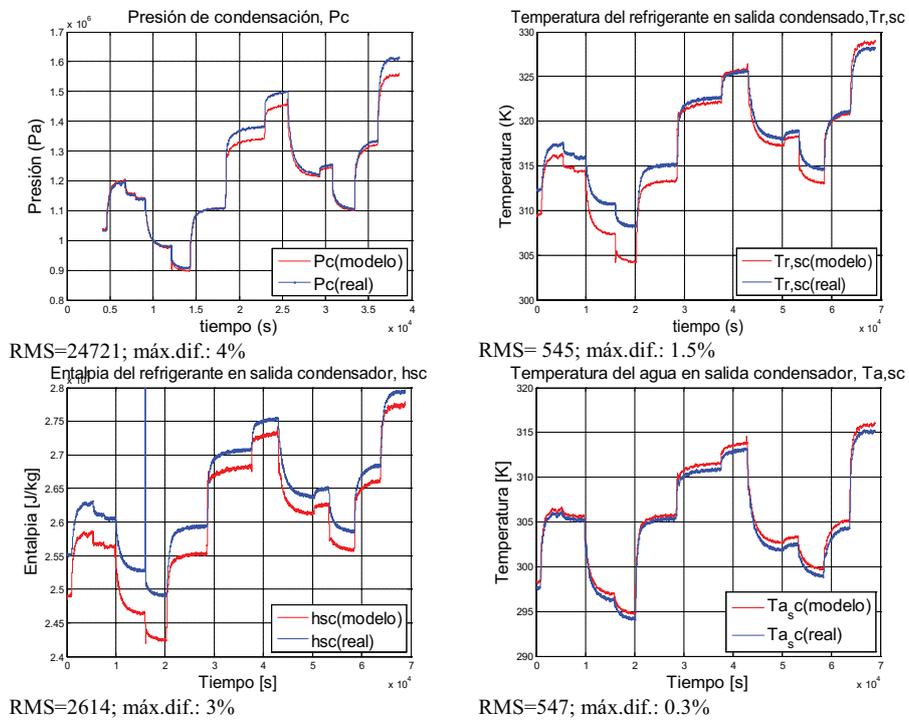


Fig. 5.41 Validación del condensador. $S = S_h$

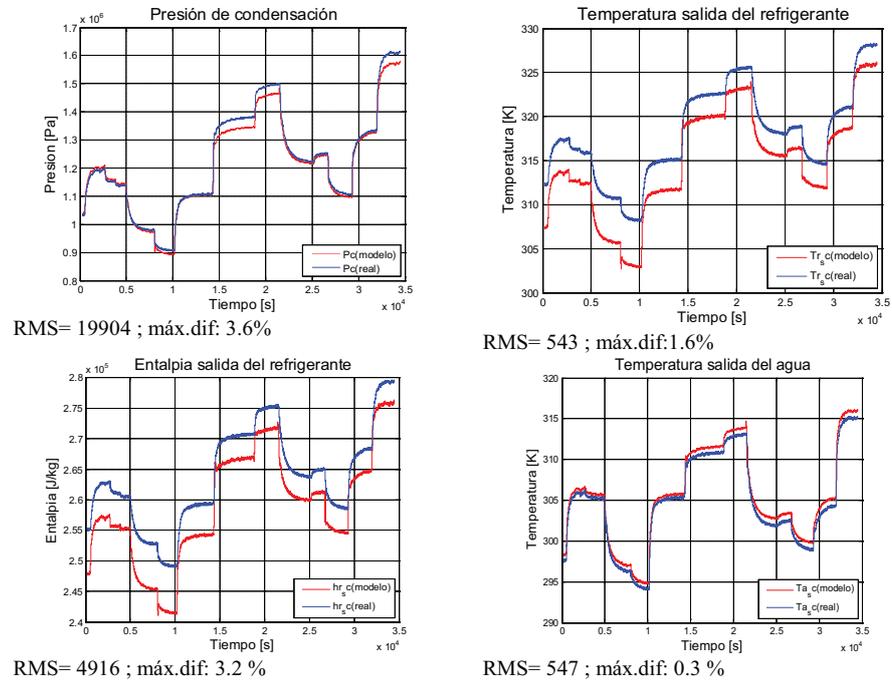
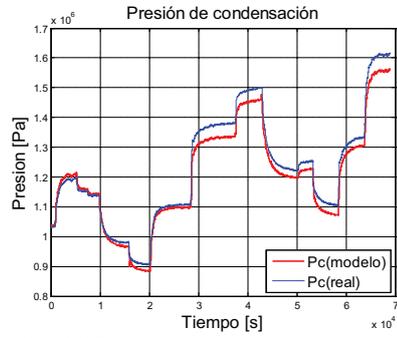
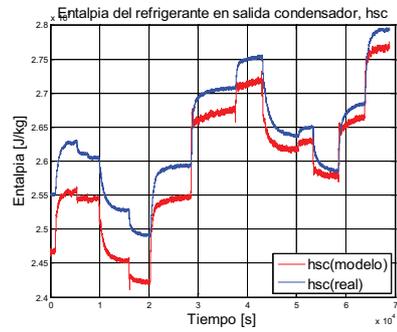


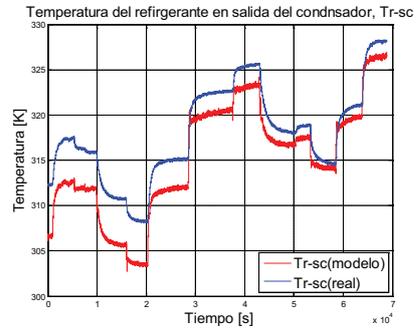
Fig. 5.42 Validación del condensador con γ_{xS} y $S = S_Z$



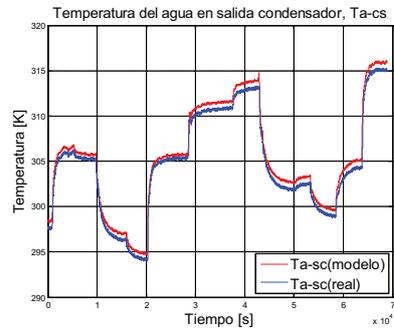
RMS=29627;



RMS= 4668



RMS=543; máx.dif.:



RMS=547

Fig. 5.43 Validación del condensador con γ_{xS} y $S = S_m$

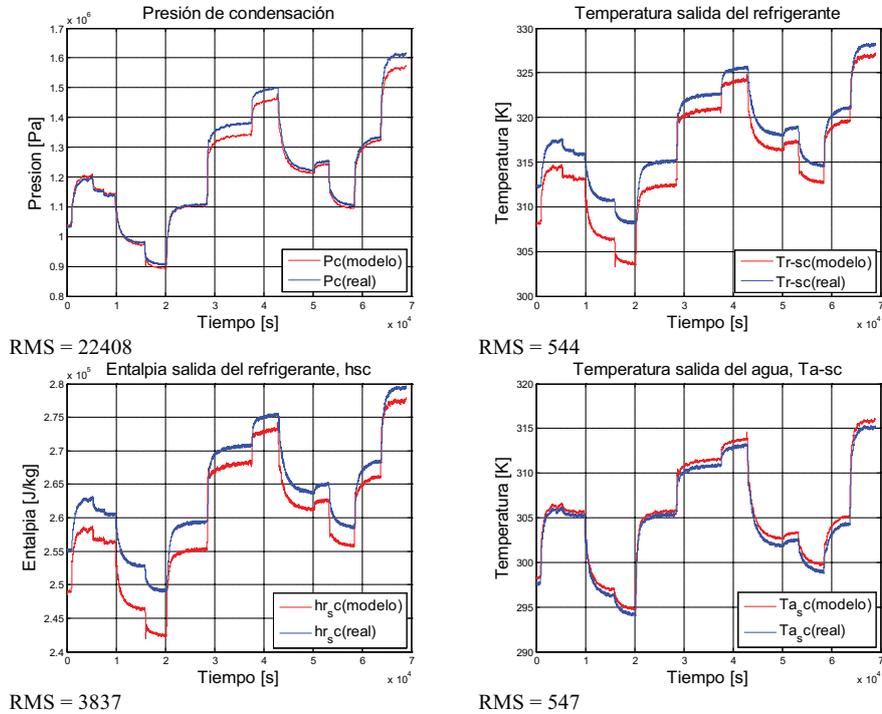


Fig. 5.44 Validación del condensador con γ_{xS} y $S = S_{Ch}$

Con las diferentes expresiones del deslizamiento obtenemos los valores de RMS presentados en la Tabla 5.9:

Tabla 5.9 Resumen de los valores de RMS obtenidos con las diferentes expresiones de la S

| | P_c | $T_{r,sc}$ | h_{sc} | $T_{a,sc}$ |
|------------|-------|------------|----------|------------|
| S_c_h | 24721 | 545 | 2614 | 547 |
| S_c_Z | 19904 | 543 | 4916 | 547 |
| S_c_{Sm} | 29627 | 544 | 4668 | 547 |
| S_c_{Ch} | 22408 | 544 | 3837 | 547 |

De las gráficas anteriores vemos que el modelo del condensador refleja muy bien la dinámica de los transitorios del condensador. Las tendencias se siguen correctamente siendo la máxima diferencia para los estacionarios menor que 4% para P_c , menor que 2% para $T_{r,sc}$, menor que 5.2% para la entalpía, y menor que 0.4% para $T_{a,sc}$.

A diferencia de lo observado en el caso del evaporador sobre la expresión de S_Z (que proporcionaba valores intermedios a los obtenidos con S_h y S_{Ch}), en este caso del condensador, S_c_Z es la que mejor resultado proporciona.

Por lo visto en el caso del evaporador (al validarlo con la derivada de la fracción media de huecos), sobre la influencia de las oscilaciones de \dot{h}_{ee} en los resultados, y puesto que en el caso de condensador también tenemos el factor \dot{h}_{ec} , con unas oscilaciones similares, Fig. 5.45, es por lo convendrá disponer de datos filtrados para completar la validación de este intercambiador incluyendo $\dot{\gamma}$ en las ecuaciones del modelo.

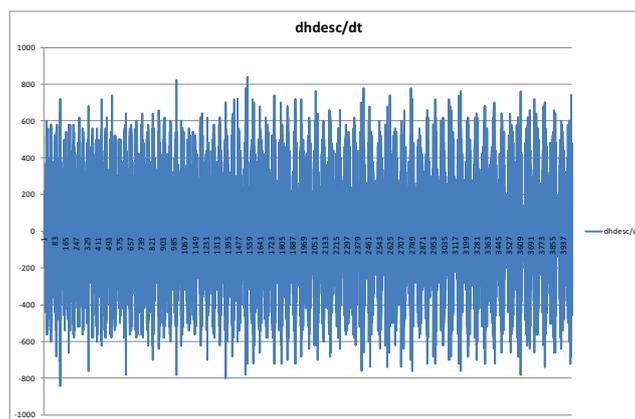


Fig. 5.45 Oscilación de \dot{h}_{ec} en todos los puntos del transitorio E1E2

5.3 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

La validación del modelo físico planteado en esta tesis 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 como en el análisis de los transitorios obtenidos al hacer cambiar las condiciones de operación desde un estado estacionario a otro.

Basándonos en trabajos anteriores que demuestran la sensibilidad, consistencia y aproximación de los sensores montados en la instalación, el modelo es validado para todos los transitorios obtenidos al variar las diferentes variables de operación.

La validación del evaporador se efectúa mediante el análisis individual de los transitorios empleando las expresiones del modelo homogéneo, así como las de las correlaciones de Zivi, Smith y Chisholm.

Se han comparado los resultados del modelo obtenidos con γ_{xS} y con γ_{JS} y se concluye que la fracción media de huecos más adecuada es la estándar, γ_{xS} . Y en cuanto a las expresiones del deslizamiento se concluye que según las características de los transitorios conviene utilizar S_h o S_{Ch} , aunque para una solución intermedia se puede utilizar la correlación de Zivi.

Se ha introducido la derivada de la fracción media de huecos en el modelo del evaporador y hemos visto que los valores de la derivada de la entalpía de entrada

muestran unas oscilaciones irreales debidas las medidas efectuadas, de modo que perturban las salidas del modelo. Sin embargo, atenuando esas oscilaciones el modelo da unos resultados mejores que cuando no se incluye $\dot{\gamma}$ en el mismo.

Se han aplicado los modelos de la temperatura de la pared de los tubos, y las diferencias son despreciables cuando se analiza la serie de transitorios. Sin embargo esas diferencias, (aunque también muy pequeñas) son más apreciables al analizar los transitorios individualmente, y el modelo más adecuado oscila entre el sencillo o el de la media ponderada según el tipo de transitorio.

Por extensión de lo concluido para el evaporador, el modelo del condensador se valida empleando γ_{xS} . En cuanto al deslizamiento, la correlación de Zivi proporciona el mejor resultado de entre las correlaciones empleadas.

La predicción del flujo másico de refrigerante depende de la correlación usada, la mejor proporciona un error menor que $\pm 1\%$. La entalpía y temperatura de descarga del compresor se predicen con un error máximo de 0.3% y 0.6% respectivamente.

Capítulo 6. VALIDACIÓN DEL MODELO DINÁMICO GLOBAL

6.1 INTRODUCCIÓN

Una vez resuelto individualmente cada uno de los elementos del sistema de compresión de vapor se procede con el acoplamiento de todas las partes para resolver el sistema de compresión de vapor completo. El acoplamiento se consigue tomando como entradas de las distintas partes las salidas de los elementos anteriores y las transferidas desde otros elementos del sistema. Y para la resolución se procede como con los elementos individuales, es decir, se inicializa el sistema completo acoplado y seguidamente se resuelve el sistema global.

6.2 SUBMODELOS DEL MODELO GLOBAL

El modelo global se construye utilizando 3 submodelos, Fig. 3.3:

- Submodelo 1: Válvula de expansión y evaporador
- Submodelo 2: Compresor y tuberías de aspiración y descarga.
- Submodelo 3: Condensador y tubería de salida.

El modelo global trabaja con 2 presiones de funcionamiento (sin considerar pérdidas de carga). El submodelo 1 fija la presión de evaporación y la potencia de condensación y el submodelo 3 fija la presión de condensación y la potencia frigorífica. Estos dos submodelos son los modelos dinámicos de los intercambiadores que gobiernan todo el sistema (ya que son los elementos más lentos y por tanto los que gobiernan su dinámica). El submodelo 2 es simplemente un cálculo estático que fija la potencia consumida por el compresor (en función de rendimientos ajustados experimentalmente con base física) y da el caudal másico que circula por la instalación.

El código enlaza los 3 submodelos y los resuelve de forma conjunta minimizando el error. En lo que sigue describimos brevemente los submodelos.

6.2.1 SUBMODELO 1 DEL EVAPORADOR CON VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Este submodelo se construye tomando como entradas del bloque las salidas del submodelo 3 del condensador y tubería de salida hasta la válvula de expansión, junto con las salidas transferidas desde el compresor. Estas salidas son la presión de

condensación y la entalpía de salida al final de la tubería y antes de la válvula de expansión junto con el caudal del refrigerante proporcionado por el compresor. Mediante una correlación obtenemos la temperatura antes de la válvula, T_{ve} , por lo que la entalpía en la salida del bloque es $h_{ve} = f(T_{ve}, P_c)$.

El resto de las entradas del bloque son el grado de recalentamiento estático, la temperatura del glicol en la entrada del evaporador y el caudal del glicol que entra en el evaporador, que a su vez son entradas globales del modelo.

Las salidas que se transfieren son P_e y h_{se} .

6.2.2 SUBMODELO 2 PARA EL COMPRESOR Y LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA.

Este submodelo se construye tomando como entradas del bloque, por una parte, las salidas del submodelo 1 del evaporador con válvula de expansión, que son la presión de evaporación, P_e , y la entalpía en la salida del evaporador, h_{se} , y por otra parte la salida transferida desde el condensador, P_c . Otra entrada son las revoluciones por minuto del motor, N , que también es una entrada del sistema global. En el diagrama de flujo de la Fig. 3.3 se indica que con P_e obtenemos la temperatura de evaporación, T_{evap} , y que con P_e y h_{se} calculamos la temperatura en la salida del evaporador, $T_{r,se}$, que a su vez es del inicio de la tubería de aspiración. El grado de recalentamiento es pues $GR_{se} = T_{r,se} - T_{evap}$. Una sencilla correlación experimental proporciona la temperatura en la aspiración a partir de $T_{r,se}$.

El caudal del refrigerante calculado por el modelo del compresor y dado por la ecuación (3.9), $m_r = N \cdot E_{f_{vol}} \cdot V_g \cdot dens_{asp}$, utilizará los valores de GR_{asp} , P_e y T_{r,se_asp} para calcular $E_{f_{vol}}$ y $dens_{asp}$.

Por otra parte, como las entalpías $h_1 = h_{asp} = f(T_{asp}, P_e)$ y $h_{2s} = f(P_c, s_v)$ de las ecuaciones (3.15) y (3.17) dependen de los valores de las variables en la aspiración, éstas se expresarán en función de las entradas al bloque del submodelo 2.

6.2.3 SUBMODELO 3 PARA EL CONDENSADOR Y LA TUBERÍA DE SALIDA.

Las entradas para este submodelo son la temperatura y entalpía del refrigerante en la salida de la tubería de descarga junto con el caudal del refrigerante, todas ellas calculadas en el submodelo 2.

6.3 ACOPLAMIENTO E INICIALIZACIÓN

Para poder inicializar el sistema global debe verificarse en primer lugar la convergencia de las variables de interés, lo que se consigue con un correcto

acoplamiento entre los elementos del sistema. Para ello partimos de valores arbitrarios para el caudal y entalpía de entrada en el evaporador, dejando fijas el resto de entradas. Las salidas del evaporador como P_e y h_{se} se trasladan al bloque formado por la tubería de aspiración del compresor, el compresor y la tubería de descarga, Fig. 3.3. Con dichas salidas (pero también con la presión de condensación, que es una salida del condensador) se forman las entradas al compresor, cuyo modelo nos proporciona sus salidas \dot{m}_r , h_{desc} y T_{desc} , que a su vez son las entradas de la tubería de descarga. Por medio de una sencilla correlación basada en los datos experimentales obtenemos las salidas de ésta, que así mismo son las entradas del condensador, h_{ec} y $T_{r,ec}$.

En las tuberías de aspiración y descarga del compresor y en las de entrada y salida de la válvula de expansión despreciamos las pérdidas de carga y aplicamos sencillas correlaciones experimentales para obtener las temperaturas de salida en función de las de entrada. Por otra parte en la tubería de aspiración del compresor la presión es aproximadamente P_e y en las de entrada y salida del condensador es P_c . Las entalpías de salida de las tuberías las obtenemos a partir de dichas presiones y temperaturas.

Siguiendo con el proceso de utilizar las salidas de un elemento como las entradas del siguiente, y después de varias iteraciones, se consigue la convergencia de \dot{m}_r , h_{ee} , P_e y P_c obteniéndose así los valores iniciales de todas las salidas de los elementos individuales, las cuales emplearemos para la resolución del sistema completo de todas las ecuaciones que intervienen el modelo.

6.4 RESOLUCIÓN DEL SISTEMA GLOBAL

Al igual que para los modelos parciales, antes de ejecutar el programa global hay que efectuar unas selecciones previas en las subrutinas correspondientes a la inicialización global y en las que se resuelve el evaporador y del condensador.

Primeramente se debe seleccionar el transitorio que se desea analizar tras lo cual se resuelve el problema estacionario en el primer punto de datos o lo que es lo mismo, se obtiene la solución del sistema de ecuaciones dinámico cuando no hay variación temporal.

Posteriormente, en las subrutinas en las que se resuelven los sistemas de ecuaciones diferenciales del evaporador y condensador se selecciona la expresión del deslizamiento que se desea utilizar. Después se selecciona la expresión de la fracción media de huecos a emplear y si se incluye su derivada a no (en el caso del evaporador). En el caso de de la fracción media de huecos de Smith también es posible seleccionar valores del factor K (ver Anexo A), que hace referencia a la porción de gotas de líquido refrigerante dispersas en la parte del gas. Finalmente (también en el caso del evaporador), se puede seleccionar la expresión a aplicar referente a la temperatura del tubo en los puntos de separación de las zonas.

Con las selecciones efectuadas el código ejecuta el programa global en el que además resolver el compresor se resuelven los sistemas de ecuaciones diferenciales en

derivadas parciales del evaporador (y válvula) y condensador, con lo que se obtienen los correspondientes sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias, es decir las derivadas temporales de las salidas, dy . Éstas se llevan al programa principal donde se calculan los valores de las salidas en cada paso de programa, y_n , a partir de la solución anterior y :

$$y_n = y + 0.5 \cdot dy \quad (6.1)$$

donde 0.5 es el intervalo de tiempo entre cada adquisición de datos.

6.5 RESULTADOS

Las gráficas siguientes muestran la validación del modelo global con todos sus elementos acoplados, y las salidas que se representan son las presiones de evaporación y condensación, las temperaturas de salida del glicol y del agua de condensación y también las entalpías del refrigerante en las salidas de los dos intercambiadores; también la potencia del compresor y la potencia frigorífica. Las gráficas se obtienen con γ_{xS} , y por lo discutido en el capítulo anterior, efectuamos la validación solamente con la expresión de Zivi para el deslizamiento.

S_Z

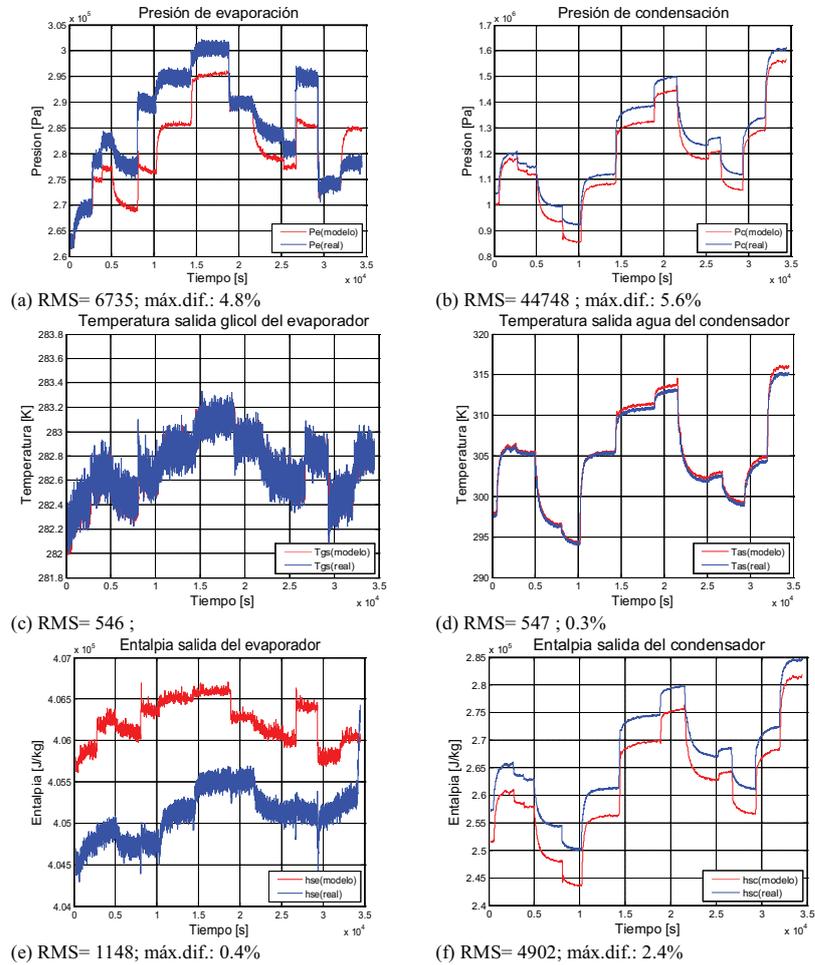


Fig. 6.1 Salidas del modelo global. Secuencia de transitorios con γ_{xS} y $S= S_Z$:
(a) Pe, (b) Pc, (b) Tg,se, (c) Pc, (d) Ta,sc

Además de estas salidas podemos validar también las que nos indican el comportamiento energético del sistema de compresión de vapor. En primer lugar, en la Fig. 6.2 representamos la potencia frigorífica producida real comparada con la potencia frigorífica calculada por el modelo, con un RMS de 203. Y en la Fig. 6.3 mostramos el EER (eficiencia como máquina frigorífica) obtenida por el modelo y la real.

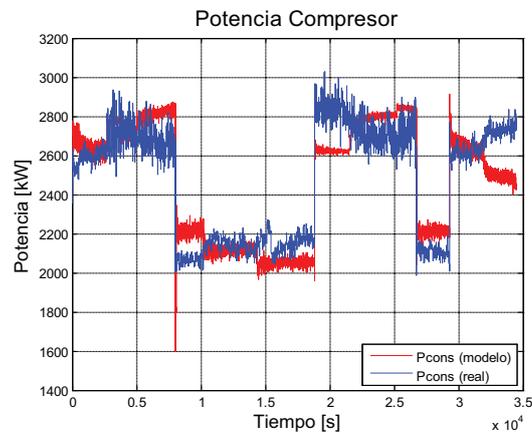


Fig. 6.2 Potencia eléctrica consumida por el compresor (RMS=135).

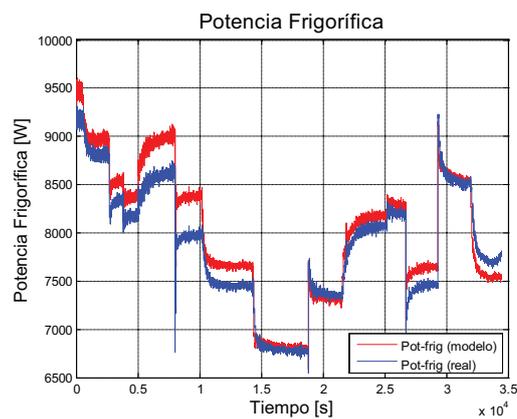


Fig. 6.3 Potencia frigorífica (RMS = 203.6).

6.6 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se describe el proceso de acoplamiento de los componentes individuales y los resultados del modelo global.

Los componentes individuales junto con las tuberías anteriores y posteriores forman tres submodelos los cuales tienen sus entradas y salidas. De esa manera, el evaporador se modela conjuntamente con la válvula de expansión formando así un submodelo 1. El compresor junto con las tuberías de entrada y salida forman el submodelo 2, y el condensador junto con la tubería de salida forma el submodelo 3.

Para cada uno de los tres submodelos existen entradas globales del sistema y además otras entradas que son transferidas desde los otros elementos (anteriores o posteriores a dicho elemento). Al acoplar los submodelos el sistema converge

rápidamente y los resultados proporcionados por el modelo global proporcionan resultados similares a los obtenidos para los modelos parciales con muy pequeña variación del error.

Se efectúa también la validación de la potencia consumida por el compresor y la potencia frigorífica, obteniéndose también buenos ajustes a los datos experimentales en todo el rango de validación.

El modelo desarrollado en esta tesis puede ser usado para predicción y control en un sistema general. Y aunque nos centramos en el aspecto de la predicción, cabe señalar que este tipo de modelo es fácilmente linearizable y por tanto de utilidad para el diseño de controladores [136].

Capítulo 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

7.1 CONCLUSIONES GENERALES

El trabajo presentado en esta tesis está enfocado al modelado de un sistema de compresión de vapor y sus componentes basándonos en principios físicos. El objetivo consiste en que el modelo caracterice la instalación experimental y que prediga con suficiente grado de exactitud el comportamiento dinámico en las diferentes condiciones posibles de operación, pero excluyendo los transitorios que se dan durante la puesta en marcha y paro y otros igualmente severos en los que pueden aparecer o desaparecer algunas zonas en los intercambiadores. Además se trata también de que el modelo refleje correctamente también los estados estacionarios. A modo de conclusiones se expone seguidamente los aspectos más importantes desarrollados en este trabajo.

- Se ha efectuado una revisión bibliográfica sobre las investigaciones realizadas sobre modelos físicos dinámicos en base a la cual se ha definido la orientación del trabajo, ayudando a determinar el tipo de modelo a desarrollar y los aspectos a cubrir o recalcar.
- Se ha descrito la caracterización de los componentes de la instalación estudiada. La caracterización se realiza en base a los fundamentos físicos teóricos así como empleando correlaciones experimentales para los elementos más simples con menor peso en la dinámica.
- El trabajo principal realizado ha consistido en la elaboración del modelo de los intercambiadores de calor, para lo cual se ha empleado el método de los límites móviles. El modelo del evaporador se desarrolla conjuntamente con la válvula de expansión, mientras que el condensador y el compresor se modelan por separado.
- El modelo de los intercambiadores de calor está preparado para emplear diferentes expresiones de la fracción media de huecos, habiendo considerado únicamente las correlacionadas con el deslizamiento.
- Se analizan y validan los resultados tanto con la fracción media de huecos estándar (basada en la relación entre las secciones ocupadas por vapor y líquido), como con la de Jensen (basada en la tasa de evaporación del refrigerante), en las cuales se aplican las expresiones del deslizamiento seleccionadas para esta tesis.

- a. La validación se realiza para cada uno de los componentes mediante diferentes transitorios, o con una serie completa de ellos, en los que varían las condiciones de evaporación o condensación. Los parámetros cuyo cambio originan los transitorios son el caudal de refrigerante (al cambiar el número de revoluciones del compresor), y las temperaturas y caudales de los fluidos secundarios.
 - b. Para la validación aplicamos dos expresiones del deslizamiento independientes de la calidad del vapor, que son la homogénea y la de Zivi, y otras dos que dependen de ella, concretamente las de Smith y Chisholm, y cada transitorio se ejecuta con cada una de estas cuatro expresiones.
 - c. Del análisis anterior se deduce que la fracción media de huecos usual da mejores resultados que la de Jensen y también que según las características de los transitorios conviene más la homogénea o la de Chisholm. Ésta proporciona en algunas pocas ocasiones unos resultados ligeramente peores que la de Smith, pero nos decantamos por aquella por no haber apenas diferencia y por ser su expresión más sencilla. Sin embargo, una solución intermedia consiste en emplear la correlación de Zivi.
- Se ha comprobado que el empleo de la derivada de la fracción media de huecos en las ecuaciones del modelo (del evaporador) proporciona un resultado mejor que si no se utiliza, aunque para ello deben atenuarse las oscilaciones provocadas por la entalpía del refrigerante en la entrada de los intercambiadores.
 - Así mismo el código puede seleccionar uno de los distintos modelos para la temperatura de las paredes de los tubos, observándose que bien el modelo sencillo o bien el de la media ponderada son los que proporcionan los mejores resultados según el tipo de transitorio considerado. No obstante estas diferencias son muy pequeñas por lo que, para nuestro caso, es indistinto el tipo de modelo que se utilice.
 - Con los modelos individuales obtenemos tres submodelos formados por el evaporador y válvula de expansión, compresor junto con las tuberías de aspiración y descarga, y condensador junto con la tubería de salida. Los tres submodelos se acoplan resultando un modelo que emplea cinco entradas fácilmente obtenibles por el usuario que son el número de revoluciones del compresor, y las temperaturas y caudales de entrada de los fluidos secundarios a los intercambiadores.
 - Con el modelo obtenido obtenemos errores menores del $\pm 5\%$ para los estacionarios que se obtienen después de los transitorios. Éstos siguen correctamente las tendencias y se emplea la raíz cuadrática media del error para comparar los resultados.

- La validación del modelo global se realiza para las presiones de evaporación y condensación, las temperaturas de salida del glicol y del agua de condensación y también las entalpías del refrigerante en las salidas de los dos intercambiadores, dando unos resultados similares a los de los modelos parciales.
- Los resultados correspondientes a la parte estacionaria son coherentes con otros trabajos que desarrollan únicamente un modelo estacionario.
- En el código se han sustituido las llamadas a la librería dinámica de Refprop por ecuaciones de ajuste, lo que permite reducir hasta en tres veces el tiempo de ejecución.
- Hemos obtenido un código abierto que es útil para trabajos futuros.

7.2 TRABAJOS FUTUROS

- El desarrollo del modelo pone de manifiesto los pasos a efectuar para el desarrollo de futuros modelos que incluyan transitorios severos con la aparición y desaparición de zonas en los intercambiadores, lo que principalmente tiene lugar durante las puestas en marcha y paro de las instalaciones; y también cuando se utilizan acumuladores en las salidas de los intercambiadores o cuando se consigue un elevado subenfriamiento antes de la válvula de expansión.
- El modelo desarrollado permite explorar otras expresiones para el deslizamiento, como puede ser la debida a Zivi que incluye la influencia de las gotas de líquido inmersas en la parte de vapor, por lo que es un posible análisis a efectuar para verificar su influencia en la mejora de los resultados. También se podrán analizar los resultados del modelo con otras expresiones de la fracción media de huecos no correlacionadas con el deslizamiento.
- Se comprobará el efecto de emplear la derivada de la fracción media de huecos en el condensador frente a cambios intensos en la presión de condensación.
- Se podrá verificar si en el condensador los transitorios se pueden dividir en dos grupos con las mismas características, igual orden para las expresiones del deslizamiento, y si también admite una solución intermedia (como la de Zivi) para las expresiones del deslizamiento estudiadas hasta ahora. Se podrán comparar estos resultados con los obtenidos al aplicar las correlaciones para el deslizamiento correspondientes al flujo externo.
- Se podrá comprobar si al emplear las correlaciones del flujo externo el modelo de Jensen es igualmente menos exacto que el usual o no.

- Se podrá comprobar si el modelo de la temperatura media ponderada para los puntos de separación entre zonas proporciona mejores resultados en el caso del condensador.
- En relación con las distintas expresiones del deslizamiento, cabe plantearse la posibilidad de analizar la necesidad/conveniencia de cambiar la expresión de S según el tipo de transitorio. Eso requeriría poder detectar el tipo de transitorio emergente lo que se puede realizar mediante los coeficientes que definen la derivada de la fracción media de huecos.
- El modelo desarrollado está preparado para su uso en el control de la temperatura del fluido secundario del evaporador, pues la presión de evaporación se podría utilizar para controlar el número de revoluciones del compresor y conseguir así el punto de consigna de la temperatura.
- El modelo emplea expresiones de los coeficientes de transmisión de calor que son fácilmente sustituibles por otros, por lo que se puede emplear para analizar el efecto sobre los resultados de otras posibles correlaciones aparte de las mencionadas, así como de otros posibles ajustes de parámetros.
- Debido a las dificultades encontradas al incorporar la derivada de la fracción media de huecos en el modelo, causadas por las oscilaciones de las entalpías de entrada en el evaporador y condensador, se filtrarán todos los valores obtenidos del sistema de adquisición de datos para evitar dichas oscilaciones.
- Este modelo se podrá utilizar para la detección y análisis de fallos.

ANEXO A

FRACCIÓN LOCAL DE HUECOS Y DESLIZAMIENTO

En la Fig. A.1 representamos una línea perpendicular a la dirección del caudal a lo largo de una tubería, parte de la cual está en la fase del vapor y la otra sumergida en la fase líquida; esas proporciones cambian con el tiempo, y podría considerarse un valor medio instantáneo para la fracción del gas (o del líquido). Lo mismo se podría decir para un punto o para un volumen de la tubería; así se podría definir la fracción de volumen ocupado por el gas (fracción hueca) en un cierto instante.

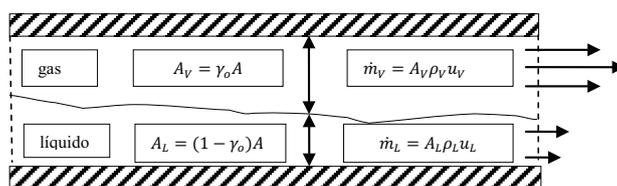


Fig. A.1 Secciones y caudales instantáneos para el vapor y el líquido

De entre las diferentes formas de definir la fracción hueca [116] tomamos la que relaciona las secciones de la tubería ocupadas por el vapor y la sección recta total:

$$\gamma_o = \frac{A_V}{A_V + A_L} \quad (\text{A.1})$$

cuyos valores se encuentran entre $0 \leq \gamma_o \leq 1$.

Para un segmento de tubería Δz , su volumen es

$$V = A_{sr} \cdot \Delta z \quad (\text{A.2})$$

Por tanto, suponiendo propiedades medias, las masas del volumen y del líquido serán

$$\begin{aligned} M_V &= \gamma_o V \rho_V \\ M_L &= (1 - \gamma_o) V \rho_L \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

De donde obtenemos la expresión de la densidad media:

$$\rho = \gamma_o \rho_V + (1 - \gamma_o) \rho_L \quad (\text{A.4})$$

A partir del cociente M_V/M_L obtenemos la expresión para la fracción hueca en función de la calidad del vapor x :

$$\gamma_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_V}{\rho_L}} \quad (\text{A.5})$$

que constituye el modelo homogéneo, en el que se considera que las velocidades del vapor y del líquido son iguales. Pero para los casos en que hay una diferencia significativa entre ambos caudales se aplica el concepto de calidad de caudal (flow quality) dado por \dot{m}_V/\dot{m}_L . A partir de este cociente se obtiene una forma modificada de la expresión anterior:

$$\gamma_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_V}{\rho_L} S} \quad (\text{A.6})$$

donde $S = u_V/u_L$ es la razón de deslizamiento, o cociente entre las velocidades del vapor y del líquido.

La ecuación (A.6) es la base de un grupo de ecuaciones que proporcionan la fracción hueca correlacionada con S y que se describe en la literatura, [110, 111, 112]. Hay varias correlaciones que tienen esta forma y que dependen de la expresión de S , como las que se indican en la Tabla A.1:

Tabla A.1 Expresiones del deslizamiento para emplear en los modelos de la fracción hueca correlacionados con el deslizamiento

| | |
|---|-------------|
| $S_h = 1$ | Homogénea |
| $S_R = 2$ | Rigot |
| $S_{AT} = f \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2} \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]$ | Ahrens/Thom |
| $S_Z = \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/3}$ | Zivi |
| $S_{Sm} = K + (1 - K) \left[\frac{1}{\rho_V/\rho_L} + K \left(\frac{1-x}{x} \right) \right]^{1/2}$ con $K=0.4$; valor relacionado con la fracción de líquido en forma de gotas incluido en la parte del vapor | Smith |
| $S_{Ch} = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_V} \right) \right]^{1/2}$ | Chisholm |

En esta tesis emplearemos S_h , S_Z , S_{Sm} y S_{Ch} , siendo las dos primeras independientes de la calidad. En el modelo de Ahrens/Thom se tabulan los valores de S para distintos valores de $\left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2} \frac{\rho_V}{\rho_L}$.

Otro modelo es el proporcionado por Levy, pero esa correlación no la utilizaremos por su complejidad y porque su aplicación es para altas presiones y altas calidades del vapor; cuando no es así este modelo da un error de hasta un 20% en la predicción de la fracción hueca. Tampoco emplearemos la correlación de Premoli (o CISE, [122, 123]) por su complejidad.

En la Tabla A.1 incluimos la expresión dada por Chisholm. Tanto en los trabajos de Rice [110] como de Wilson [111] no se menciona esta correlación, pero sí en [112] y en los textos de Whalley [115]. En éstos, se menciona dicha correlación por su simplicidad y por ser junto con la Premoli la que mejor resultados da en la predicción de la densidad.

Además de las correlaciones indicadas en la Tabla A.1, se tiene las correlacionadas con el parámetro de Martinelli X_{tt} y las dependientes del flujo de caudal, pero que no trataremos en este trabajo.

ANEXO B

DERIVADAS TEMPORALES DE γ_{xS} Y γ_{jS}

En este Anexo se obtienen las ecuaciones de las derivadas temporales correspondientes a γ_{xS} y γ_{jS} para los casos particulares del evaporador con dos zonas, caso 1e, y para el condensador con tres zonas, caso 1c, que se denotarán respectivamente por $\dot{\gamma}_{xS}^{1e}$, $\dot{\gamma}_{jS}^{1e}$ y $\dot{\gamma}_{xS}^{1c}$, $\dot{\gamma}_{jS}^{1c}$, donde los superíndices se refieren al caso. En el caso 1e se cumple que $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$ y en el caso 1c se cumple $x_1 = 1$ y $x_2 = 0$.

B.1) Ecuación para $\dot{\gamma}_{xS}^{1e}$

La expresión general de γ_{xS} que se obtiene al integrar (3.107) entre dos valores arbitrarios de la calidad del vapor x_1 y x_2 es la (3.116),

$$\gamma_{xS} = \frac{1}{(1-\mu S)} \left\{ 1 + \frac{\mu S}{(x_2 - x_1)(1-\mu S)} \ln \left[\frac{\mu S + x_1(1-\mu S)}{\mu S + x_2(1-\mu S)} \right] \right\} \quad (3.116)$$

Esta ecuación se obtiene integrando la fracción local hueca con S independiente de la calidad x, por lo que cualquier expresión que se utilice en (3.116) para S ha de cumplir este requisito.

Para obtener la derivada de esta expresión definimos:

$$g_{xS,1} = \frac{1}{1-\mu S}; \quad g_{xS,2} = \frac{1}{x_2 - x_1}; \quad g_{xS,3} = \frac{\mu S}{(1-\mu S)^2}; \quad (B.1)$$

$$g_{xS,4} = \ln \frac{[\mu S + x_1(1-\mu S)]}{[\mu S + x_2(1-\mu S)]}$$

con lo que tenemos:

$$\dot{\gamma}_{xS} = g_{xS,1} + g_{xS,2} g_{xS,3} g_{xS,4} \quad (B.2)$$

y

$$x_1 = \frac{H_1 - h_L}{h_V - h_L} \text{ y } x_2 = \frac{H_2 - h_L}{h_V - h_L} \quad (\text{B.3})$$

siendo H_1 y H_2 los valores de la entalpía en la entrada y salida de la zona de evaporación/condensación, que a su vez podrán coincidir o no con la entalpía en la entrada/salida del intercambiador según el modo de trabajo del intercambiador. En la Fig. B.1 se representan estos valores en el caso de un evaporador carcasa-tubos con el refrigerante fluyendo por el exterior de los tubos:

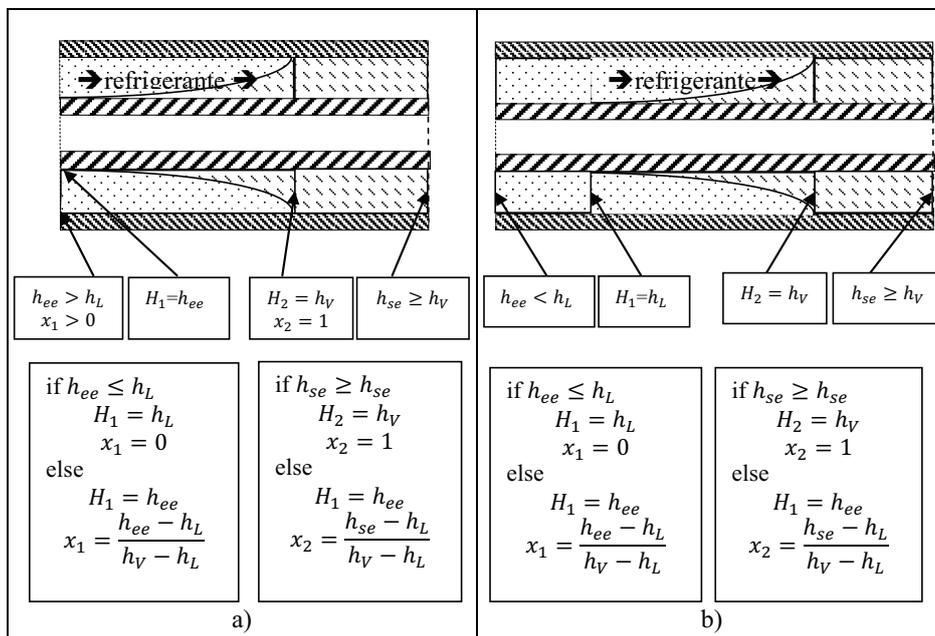


Fig. B.1 Valores de x_1, x_2, H_1, H_2 para dos de los posibles modos del intercambiador, a) con dos zonas y b) con tres zonas.

Para calcular $\dot{\gamma}_{XS}$ derivamos cada término de (B.2); en la Tabla B.1 tenemos esas derivadas y los coeficientes de los términos en \dot{h}_{ee}, \dot{P}_e . No aparecen términos en \dot{h}_{se} cuando no se considera el caso en que la zona de vapor sobrecalentado está fuera del intercambiador.

Tabla B.1 Términos que intervienen en la derivada de γ_{xS}

| | |
|--|---|
| $\dot{\mu}S = a_1 \cdot \dot{P}_e$ con $S = (\rho_V/\rho_L)^{-1/3}$ | $a_1 = \frac{2}{3} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/3} \left(\frac{\frac{d\rho_V}{dP} \rho_L - \frac{d\rho_L}{dP} \rho_V}{\rho_L^2} \right)$ |
| $\dot{\mu} = \mu_P \cdot \dot{P}_e$ | $\mu_P = \frac{\left(\frac{d\rho_V}{dP_e} \rho_L - \frac{d\rho_L}{dP_e} \rho_V \right)}{(\rho_L)^2}$ |
| $\dot{S} = s_i \dot{h}_i + s_P \dot{P}_e$ <hr/> Caso particular $S = S_Z$ con $S_Z = (\rho_V/\rho_L)^{-1/3}$ $\dot{S}_Z = s_{PZ} \dot{P}$ | En general, s_i y s_P dependen de la expresión de S seleccionada; s_i es nula cuando S no depende de la calidad. <hr/> Cuando $S = S_Z \rightarrow$ $s_i = 0$ y $s_{PZ} = -\frac{1}{3} \mu^{-4/3} \mu_P$ |
| $\dot{g}_{xS,1}^{1e} = g_{xS,11}^{1e} \cdot \dot{h}_{ee} + g_{xS,12}^{1e} \dot{P}_e$ | $g_{xS,11}^{1e} = \frac{\mu s_i}{(1 - \mu S)^2}$ $g_{xS,12}^{1e} = \frac{\mu_P S + \mu s_P}{(1 - \mu S)^2}$ |
| $\dot{g}_{xS,2}^{1e} = g_{xS,21}^{1e} \cdot \dot{h}_{ee} + g_{xS,22}^{1e} \dot{P}_e$ | Partimos de (B.4) con la expresión general de la derivada de $\dot{g}_{xS,2}$ (el cuadrado punteado del superíndice indica que no se ha particularizado para ningún caso concreto), y en (B.5) se indican dos casos posibles. Como estamos en el caso 1e resulta que: si $h_{se} \geq h_V, H_2 = h_V, x_2 = 1$ y si $h_{ee} > h_L, H_1 = h_{ee}, x_1 > 0$, y en (B.4) se sustituirán los valores de H_1 y H_2 con lo que se obtiene: $\left. \begin{aligned} g_{xS,21}^{1e} &= \frac{h_V - h_L}{(h_V - h_{ee})^2} \\ g_{xS,22a}^{1e} &= \frac{\left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP} \right)}{h_V - h_{ee}} \\ g_{xS,22}^{1e} &= g_{xS,22a} - \left[\frac{h_V - h_L}{(h_V - h_{ee})^2} \right] \frac{dh_V}{dP} \end{aligned} \right\}$ Otro caso sería el 1e': Si $h_{se} \geq h_V, H_2 = h_V, x_2 = 1$ y si $h_{ee} \leq h_L, H_1 = h_L, x_1 = 0$, con lo que se trataría del caso (1e'), y en (B.4) se sustituirían los valores de H_1 y H_2 , y se obtendría: $\left. \begin{aligned} g_{xS,21}^{2e} &= 0 \\ g_{xS,22a}^{2e} &= \frac{\left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP} \right)}{H_2 - H_1} \\ g_{xS,22}^{2e} &= g_{xS,22a} - \left[\frac{h_V - h_L}{(H_2 - H_1)^2} \right] \left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP} \right) \end{aligned} \right\}$ |
| $\dot{g}_{xS,3}^{1e} = g_{xS,31}^{1e} \cdot \dot{h}_{ee} + g_{xS,32}^{1e} \dot{P}_e$ | $g_{xS,31}^{1e} = \frac{1 + \mu S}{1 - \mu S} \mu s_i$ $g_{xS,32}^{1e} = \frac{1 + \mu S}{1 - \mu S} \cdot (\mu_P S + \mu s_P)$ |
| $\dot{g}_{xS,4}^{1e} = g_{xS,41}^{1e} \cdot \dot{h}_{ee} + g_{xS,42}^{1e} \dot{P}_e$ | Si $h_{se} \geq h_V, H_2 = h_V, x_2 = 1$ y si $h_{ee} > h_L, H_1 = h_{ee}, x_1 > 0$ los valores de H_1 y H_2 se sustituirán en las ecuaciones siguientes: $\dot{x}_1 = x_{11} \dot{H}_1 - x_{12} \dot{P}$ $x_{11} = \frac{1}{h_V - h_L}$ $x_{12} = \frac{h_V - H_1}{(h_V - h_L)^2} \frac{dh_L}{dP} + \frac{H_1 - h_L}{(h_V - h_L)^2} \frac{dh_V}{dP}$ |

| | |
|--|--|
| | $\dot{x}_2 = x_{21}\dot{H}_2 - x_{22}\dot{P}$ $x_{22} = \frac{h_V - H_2}{(h_V - h_L)^2} \frac{dh_L}{dP} + \frac{H_2 - h_L}{(h_V - h_L)^2} \frac{dh_V}{dP}$ $g_{xS,41}^{1e} = \frac{(1 - \mu S)x_{11}}{N}$ $g_{xS,42a}^{1e} = \frac{(1 - x_1)(S\mu_P + \mu\delta_P) - (1 - \mu S)x_{12}}{N - \frac{(1 - x_2)(S\mu_P + \mu\delta_P) - (1 - \mu S)x_{22}}{D}}$ $g_{xS,42}^{1e} = g_{xS,42a}^{1e} - \frac{(1 - \mu S)x_{21} \frac{dh_V}{dP}}{D}$ $N = \mu S + (1 - \mu S)x_1$ $D = \mu S + (1 - \mu S)x_2$ |
|--|--|

Las posibles soluciones indicadas para los coeficientes de $\dot{g}_{xS,2}$ vienen de lo siguiente: al calcular la derivada de $g_{xS,2}$ obtenemos que

$$\dot{g}_{xS,2} = \left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP} \right) \dot{P} - \left[\frac{h_V - h_L}{(H_2 - H_1)^2} \right] \dot{H}_2 + \left[\frac{h_V - h_L}{(H_2 - H_1)^2} \right] \dot{H}_1 \quad (B.4)$$

Pero de acuerdo con los posibles valores para H_1 y H_2 que se observan en la Fig. B.1 tenemos varias posibles expresiones para las derivadas de \dot{H}_2 y \dot{H}_1 (en (B.4) que se indican entre las llaves; se selecciona la expresión superior o inferior según se trate del caso (indicado entre paréntesis y mostrado en Fig. B.1):

$$\dot{g}_{xS,2} = \left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP} \right) \dot{P} - \left[\frac{h_V - h_L}{(H_2 - H_1)^2} \right] \left\{ \begin{array}{l} \frac{dh_V}{dP} \frac{dP}{dt}, \text{ (si } h_{se} \geq h_V, H_2 = h_V, x_2 = 1) \\ \frac{dh_{se}}{dt}, \text{ (si } h_{se} < h_V, H_2 = h_{se}) \end{array} \right\} + \left[\frac{h_V - h_L}{(H_2 - H_1)^2} \right] \left\{ \begin{array}{l} \frac{dh_{ee}}{dt}, \text{ (si } h_{ee} > h_L, H_1 = h_{ee}) \\ \frac{dh_L}{dP} \frac{dP}{dt}, \text{ (si } h_{ee} \leq h_L, H_1 = h_L, x_1 = 0) \end{array} \right\} \quad (B.5)$$

En la Tabla B.1 se indican los valores de los coeficientes $g_{xS,21}$ y $g_{xS,22}$ para dos de los posibles casos. También para $\dot{g}_{xS,4}$ podemos tener varias posibilidades pero nos restringimos a que $x_1 > 0$ y $x_2 = 1$ con lo que resulta:

| | | |
|---|---|-------|
| $\dot{\gamma}_{xS}^{1e} = \mathbf{g}_{p,xS}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{P}}_e + \mathbf{g}_{i,xS}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{h}}_{ee}$ | $\mathbf{g}_{p,xS}^{1e} = \mathbf{g}_{xS,12}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,22}^{1e} \mathbf{g}_{xS,3}^{1e} \mathbf{g}_{xS,4}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,32}^{1e} \mathbf{g}_{xS,2}^{1e} \mathbf{g}_{xS,4}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,42}^{1e} \mathbf{g}_{xS,2}^{1e} \mathbf{g}_{xS,3}^{1e}$ $\mathbf{g}_{i,xS}^{1e} = \mathbf{g}_{xS,11}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,21}^{1e} \mathbf{g}_{xS,3}^{1e} \mathbf{g}_{xS,4}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,31}^{1e} \mathbf{g}_{xS,2}^{1e} \mathbf{g}_{xS,4}^{1e} + \mathbf{g}_{xS,41}^{1e} \mathbf{g}_{xS,2}^{1e} \mathbf{g}_{xS,3}^{1e}$ | (B.6) |
|---|---|-------|

B.2) Ecuación para $\dot{\gamma}_{JS}^{1e}$

En la ecuación (3.127) tenemos la expresión general para γ_{JS} :

$$\gamma_{JS} = \frac{1}{(1 - \mu S)} \left\{ 1 + \frac{\mu[x_1(S - 1) + 1][x_2(S - 1) + 1]}{(x_2 - x_1)(1 - \mu S)} \ln \frac{[x_2(S - 1) + 1][x_1(1 - \mu) + \mu]}{[x_1(S - 1) + 1][x_2(1 - \mu) + \mu]} \right\} \quad (3.127)$$

cuya derivada queremos obtener. Para calcularla definimos:

$$\begin{aligned} g_{JS,1} &= \frac{1}{1 - \mu S} = g_{xS,1}; & (B.7) \\ g_{JS,2} &= \frac{1}{x_2 - x_1} = g_{xS,2}; \\ g_{JS,3} &= \frac{\mu[x_1(S - 1) + 1][x_2(S - 1) + 1]}{(1 - \mu S)^2}, \text{ donde} \\ g_{JS,3a} &= \mu/(1 - \mu S)^2; \quad g_{JS,3b} = x_1(S - 1) + 1; \quad g_{JS,3c} = x_2(S - 1) + 1; \\ g_{JS,4} &= \ln \frac{[x_2(S - 1) + 1][x_1(1 - \mu) + \mu]}{[x_1(S - 1) + 1][x_2(1 - \mu) + \mu]}, \text{ donde} \\ N1 &= [x_2(S - 1) + 1], N2 = [x_1(1 - \mu) + \mu], D1 = [x_1(S - 1) + 1], D2 = [x_2(1 - \mu) + \mu] \end{aligned}$$

con lo que:

$$\dot{\gamma}_{JS} = g_{JS,1} + g_{JS,2} g_{JS,3} g_{JS,4} \quad (B.8)$$

En la tabla siguiente figuran las derivadas de los términos comprendidos en (B.8) en función de $\dot{\mathbf{P}}_e$ y $\dot{\mathbf{h}}_{ee}$, y en (B.9) tenemos $\dot{\gamma}_{JS}^{1e}$.

Tabla B.2 Derivadas de los términos de γ_{JS}^{1e}

| | | |
|--|---|--|
| $\dot{g}_{JS,1}^{1e} = \dot{g}_{xS,1}^{1e}$ | $g_{JS,11}^{1e} = g_{xS,11}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{JS,1}^{1e} = g_{JS,11}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{h}}_{ee} + g_{JS,12}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{P}}_e$ | $g_{JS,12}^{1e} = g_{xS,12}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{JS,2}^{1e} = \dot{g}_{xS,2}^{1e}$ | $g_{JS,21}^{1e} = g_{xS,21}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{JS,2}^{1e} = g_{JS,21}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{h}}_{ee} + g_{JS,22}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{P}}_e$ | $g_{JS,22}^{1e} = g_{xS,22}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{JS,3}^{1e} = g_{JS,31}^{1e} \dot{\mathbf{h}}_{ee} + g_{JS,32}^{1e} \dot{\mathbf{P}}_e$ | Los términos de $g_{JS,3}$ vistos en (B.7) y sus derivadas se indican seguidamente. | |

| | | |
|--|---|--|
| | <p>$g_{JS,3a} = g_{XS,3}/S$, y su derivada es:</p> $\dot{g}_{JS,3a} = g_{JS,3a,1}\dot{h}_{ee} + g_{JS,3a,2}\dot{P}_e$ <p>donde</p> $g_{JS,3a,1} = 0, \text{ si } S \text{ no depende de } x$ $g_{JS,3a,2} = \frac{g_{XS,32}}{S} - \frac{g_{XS,3}\delta_P}{S^2}$ <p>Los términos de $g_{JS,3a}$ solo dependen de las propiedades del refrigerante y de S.</p> <hr/> <p>$g_{JS,3b} = x_1(S - 1) + 1$, y su derivada (general) es:</p> $\dot{g}_{JS,3b} = x_{11}(S - 1)\dot{H}_1 - [x_{12}(S - 1) - x_1\delta_P]\dot{P}_e$ <p>En el caso 1e, $h_{ee} > h_L$ y $H_1 = h_{ee}$, por lo que</p> $\dot{g}_{JS,3b}^{1e} = x_{11}(S - 1)\dot{h}_{ee} - [x_{12}(S - 1) - x_1\delta_P]\dot{P}_e$ <p>donde</p> $g_{JS,3b,1}^{1e} = x_{11}(S - 1)$ $g_{JS,3b,2}^{1e} = x_{12}(S - 1) - x_1\delta_P$ <p>quedando:</p> $g_{JS,3b}^{1e} = g_{JS,3b,1}^{1e}\dot{h}_{ee} - g_{JS,3b,2}^{1e}\dot{P}_e$ <hr/> <p>$g_{JS,3c} = x_2(S - 1) + 1$, y su derivada (general) es</p> $\dot{g}_{JS,3c} = x_{21}(S - 1)\dot{H}_2 - [x_{22}(S - 1) - x_2\delta_P]\dot{P}_e$ <p>En el caso 1e es $h_{se} \geq h_V$ y $H_2 = h_V$, por lo que</p> $\dot{g}_{JS,3c}^{1e} = \left\{ x_{21}(S - 1) \frac{dh_V}{dP} - [x_{22}(S - 1) - x_2\delta_P] \right\} \dot{P}_e$ <p>donde</p> $g_{JS,3c,2}^{1e} = x_{21}(S - 1) \frac{dh_V}{dP} - [x_{22}(S - 1) - x_2\delta_P]$ <p>quedado:</p> $\dot{g}_{JS,3c}^{1e} = 0 \dot{h}_{ee} + g_{JS,3c,2}^{1e} \dot{P}_e$ <hr/> <p>Agrupando términos queda:</p> $g_{JS,31}^{1e} = g_{JS,3a,1}^{1e} g_{JS,3b}^{1e} g_{JS,3c}^{1e} + g_{JS,3b,1}^{1e} g_{JS,3a}^{1e} g_{JS,3c}^{1e}$ $g_{JS,32}^{1e} = g_{JS,3a,2}^{1e} g_{JS,3b}^{1e} g_{JS,3c}^{1e} - g_{JS,3b,2}^{1e} g_{JS,3a}^{1e} g_{JS,3c}^{1e} + g_{JS,3c,2}^{1e} g_{JS,3a}^{1e} g_{JS,3b}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{JS,4}^{1e} = g_{JS,41}^{1e}\dot{h}_{ee} + g_{JS,42}^{1e}\dot{P}_e$ | <p>Los términos de $g_{JS,4}^{1e}$ vistos en (B.7) y sus derivadas son:</p> $N1 = \dot{g}_{JS,3c}^{1e}$ $N2 = N2_1\dot{h}_{ee} - N2_2\dot{P}_e, \text{ donde}$ $N2_1 = (1 - \mu)x_{11}, \text{ pues } h_{ee} > h_L \text{ y } H_1 = h_{ee}$ $N2_2 = (1 - \mu)x_{12} - (1 - x_1)\mu_P$ <hr/> $D1 = \dot{g}_{JS,3b}^{1e}$ $D2 = D2_1\dot{h}_{ee} + D2_2\dot{P}_e, \text{ donde}$ $D2_1 = 0$ $D2_2 = (1 - \mu)x_{21} \frac{dh_V}{dP} - [(1 - \mu)x_{22} - (1 - x_2)\mu_P]$ <hr/> $g_{JS,41}^{1e} = \frac{N2_1}{N2} - \frac{g_{JS,3b,1}^{1e}}{D1}$ $g_{JS,42}^{1e} = \frac{g_{JS,3c,2}^{1e}}{N1} - \frac{N2_2}{N2} + \frac{g_{JS,3b,2}^{1e}}{D1} - \frac{D2_2}{D2}$ | |

| | | |
|---|--|-------|
| $\dot{\gamma}_{js}^{1e} = \mathbf{g}_{p,js}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{P}}_e + \mathbf{g}_{i,js}^{1e} \cdot \dot{\mathbf{h}}_{ee}$ | $\begin{aligned} \mathbf{g}_{p,js}^{1e} &= \mathbf{g}_{js,12}^{1e} + \mathbf{g}_{js,22}^{1e} \mathbf{g}_{js,3}^{1e} \mathbf{g}_{js,4}^{1e} + \mathbf{g}_{js,32}^{1e} \mathbf{g}_{js,2}^{1e} \mathbf{g}_{js,4}^{1e} \\ &\quad + \mathbf{g}_{js,42}^{1e} \mathbf{g}_{js,2}^{1e} \mathbf{g}_{js,3}^{1e} \\ \mathbf{g}_{i,js}^{1e} &= \mathbf{g}_{js,11}^{1e} + \mathbf{g}_{js,21}^{1e} \mathbf{g}_{js,3}^{1e} \mathbf{g}_{js,4}^{1e} + \mathbf{g}_{js,31}^{1e} \mathbf{g}_{js,2}^{1e} \mathbf{g}_{js,4}^{1e} \\ &\quad + \mathbf{g}_{js,41}^{1e} \mathbf{g}_{js,2}^{1e} \mathbf{g}_{js,3}^{1e} \end{aligned}$ | (B.9) |
|---|--|-------|

B.3) Ecuación para $\dot{\gamma}_{xS}^{1c}$

La configuración del condensador con tres zonas está esquematizada en la Fig. 3.10. La zona bifásica tiene similar forma que en el evaporador cuando en éste $x_1 = 0$ y $x_2 = 1$, y la fracción media de huecos es la misma. Seguidamente, desarrollamos la derivada de la ecuación general para γ_{xS} particularizando para la representación mencionada y sus términos están en la Tabla B.3.

Tabla B.3 Términos de la derivada temporal de γ_{xS}^{1c}

| | | |
|---|--|--------|
| $\dot{g}_{xS,1}^{1c} = g_{xS,11}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{xS,12}^{1c} \dot{P}_c$ | $g_{xS,11}^{1c} = \frac{\mu\delta_1}{(1-\mu S)^2} = g_{xS,11}^{1e}$ $g_{xS,12}^{1c} = \frac{\mu_P S + \mu\delta_P}{(1-\mu S)^2} = g_{xS,12}^{1e}$ | |
| $\dot{g}_{xS,2}^{1c} = g_{xS,21}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{xS,22}^{1c} \cdot \dot{P}_c$ | <p>Si $h_{ec} > h_V, H_1 = h_V, x_1 = 1$, y si $h_{sc} < h_L, H_2 = h_L, x_2 = 0$ y en (B.4) se sustituyen los valores de H_1 y H_2 se obtiene:</p> $g_{xS,21}^{1c} = 0$ $g_{xS,22a}^{1c} = \frac{\left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP}\right)}{h_L - h_V}$ $g_{xS,22}^{1c} = g_{xS,22a}^{1c} + \left[\frac{h_V - h_L}{(h_L - h_V)^2}\right] \left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP}\right)$ | |
| $\dot{g}_{xS,3}^{1c} = g_{xS,31}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{xS,32}^{1c} \dot{P}_c$ | $g_{xS,31}^{1c} = \frac{1 + \mu S}{1 - \mu S} \mu\delta_1$ $g_{xS,32}^{1c} = \frac{1 + \mu S}{1 - \mu S} \cdot (\mu_P S + \mu\delta_P)$ | |
| $\dot{g}_{xS,4}^{1c} = g_{xS,41}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{xS,42}^{1c} \dot{P}_c$ | <p>En el caso 1c tenemos que $h_{ec} > h_V, H_1 = h_V, x_1 = 1$, y que $h_{sc} < h_L, H_2 = h_L, x_2 = 0$ por lo que hay que sustituir en (B.4) los valores anteriores:</p> $g_{xS,41}^{1c} = 0$ $g_{xS,42a}^{1c} = \frac{(1-x_1)(S\mu_P + \mu\delta_P) - (1-\mu S)(x_{12} _{H_1=h_V})}{N _{x_1=1}} - \frac{(1-x_2)(S\mu_P + \mu\delta_P) - (1-\mu S)(x_{22} _{H_2=h_L})}{D _{x_2=0}}$ $g_{xS,42}^{1c} = g_{xS,42a}^{1c} + \left[\frac{(1-\mu S)x_{11} \frac{dh_V}{dP}}{N _{x_1=1}} - \frac{(1-\mu S)x_{21} \frac{dh_L}{dP}}{D _{x_2=0}} \right]$ $N = \mu S + (1-\mu S)x_1$ $D = \mu S + (1-\mu S)x_2$ | |
| $\dot{\gamma}_{xS}^{1c} = g_{p,xS}^{1c} \cdot \dot{P}_c + g_{i,xS}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec}$ | $g_{p,jS}^{1c} = g_{xS,12}^{1c} + g_{xS,22}^{1e} g_{xS,3}^{1c} g_{xS,4}^{1c} + g_{xS,32}^{1c} g_{xS,2}^{1c} g_{xS,4}^{1c}$ $+ g_{xS,42}^{1c} g_{xS,2}^{1c} g_{xS,3}^{1c}$ $g_{i,jS}^{1c} = g_{xS,11}^{1c} + g_{xS,21}^{1c} g_{xS,3}^{1c} g_{xS,4}^{1c} + g_{xS,31}^{1c} g_{xS,2}^{1c} g_{xS,4}^{1c}$ $+ g_{xS,41}^{1c} g_{xS,2}^{1c} g_{xS,3}^{1c}$ | (B.10) |

Tabla B.4 Términos de la derivada temporal de γ_{JS}^{1c}

| | |
|--|--|
| $\dot{g}_{JS,1}^{1c} = \dot{g}_{JS,1}^{1e} = \dot{g}_{xS,1}^{1e}$ $\dot{g}_{JS,1}^{1c} = g_{JS,11}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{JS,12}^{1c} \dot{P}_c$ | $g_{JS,11}^{1c} = g_{xS,11}^{1c} = \frac{\mu \delta_1}{(1 - \mu S)^2}$ $g_{JS,12}^{1c} = g_{xS,12}^{1c} = \frac{\mu_P S + \mu \delta_P}{(1 - \mu S)^2}$ |
| $\dot{g}_{JS,2}^{1c} = \dot{g}_{xS,2}^{1c}$ $\dot{g}_{JS,2}^{1c} = g_{JS,21}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec} + g_{JS,22}^{1c} \cdot \dot{P}_c$ | $g_{JS,21}^{1c} = 0$ $g_{JS,22a}^{1c} = \frac{\left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP}\right)}{h_L - h_V} = g_{xS,22a}^{1c}$ $g_{JS,22}^{1c} = g_{JS,22a}^{1c} + \left[\frac{h_V - h_L}{(h_L - h_V)^2}\right] \left(\frac{dh_V}{dP} - \frac{dh_L}{dP}\right) = g_{xS,22}^{1c}$ |
| $\dot{g}_{JS,3}^{1c} = g_{JS,31}^{1c} \dot{h}_{ec} + g_{JS,32}^{1c} \dot{P}_c$ | <p>Los términos vistos en (B.7) y sus derivadas son:</p> <p>$g_{JS,3a} = g_{xS,3}/S$, y su derivada es:</p> $\dot{g}_{JS,3a} = g_{JS,3a,1} \dot{h}_{ec} + g_{JS,3a,2} \dot{P}_e, \quad \text{donde}$ $g_{JS,3a,1} = 0, \text{ cuando } S \text{ no depende de } x$ $g_{JS,3a,2} = \frac{g_{xS,32}}{S} - \frac{g_{xS,3} \delta_P}{S^2}$ <p>-----</p> <p>$g_{JS,3b} = x_1(S - 1) + 1$, y su derivada (general) es:</p> $\dot{g}_{JS,3b} = x_{11}(S - 1) \dot{H}_1 - [x_{12}(S - 1) - x_1 \delta_P] \dot{P}_e$ <p>En el caso 1c, tenemos: $h_{ec} > h_V$, $H_1 = h_V$, y $x_1 = 1$, por lo que</p> $\dot{g}_{JS,3b}^{1c} = \left\{ x_{11}(S - 1) \frac{dh_V}{dP} - [(x_{12} _{H_1=h_V})(S - 1) - (x_1) \delta_P] \right\} \dot{P}_e$ <p>donde</p> $g_{JS,3b,1}^{1c} = 0$ $g_{JS,3b,2}^{1c} = \left\{ x_{11}(S - 1) \frac{dh_V}{dP} - [(x_{12} _{H_1=h_V})(S - 1) - x_1 \delta_P] \right\}$ <p>quedando:</p> $g_{JS,3b}^{1c} = g_{JS,3b,2}^{1c} \dot{P}_e$ <p>-----</p> <p>$g_{JS,3c} = x_2(S - 1) + 1$, y su derivada (general) es</p> $\dot{g}_{JS,3c} = x_{21}(S - 1) \dot{H}_2 - [x_{22}(S - 1) - x_2 \delta_P] \dot{P}_e$ <p>En el caso $h_{sc} < h_L$ tenemos: $H_2 = h_L$ y $x_2 = 0$, por lo que</p> $\dot{g}_{JS,3c}^{1c} = \left\{ x_{21}(S - 1) \frac{dh_L}{dP} - [x_{22}(S - 1) - x_2 \delta_P] \right\} \dot{P}_e$ <p>donde</p> $g_{JS,3c,2}^{1c} = x_{21}(S - 1) \frac{dh_L}{dP} - [x_{22}(S - 1) - x_2 \delta_P]$ <p>quedado:</p> $\dot{g}_{JS,3c}^{1e} = 0 \dot{h}_{ec} + g_{JS,3c,2}^{1c} \dot{P}_e$ <p>-----</p> <p>Agrupando términos queda:</p> $g_{JS,31}^{1c} = g_{JS,3a,1}^{1c} g_{JS,3b}^{1c} g_{JS,3c}^{1c} + g_{JS,3b,1}^{1c} g_{JS,3a}^{1c} g_{JS,3c}^{1c} + g_{JS,3c,1}^{1c} g_{JS,3a}^{1c} g_{JS,3b}^{1c}$ $g_{JS,32}^{1c} = g_{JS,3a,2}^{1c} g_{JS,3b}^{1c} g_{JS,3c}^{1c} + g_{JS,3b,2}^{1c} g_{JS,3a}^{1c} g_{JS,3c}^{1c} + g_{JS,3c,2}^{1c} g_{JS,3a}^{1c} g_{JS,3b}^{1c}$ |
| $\dot{g}_{JS,4}^{1c} = g_{JS,41}^{1c} \dot{h}_{ec} + g_{JS,42}^{1c} \dot{P}_c$ | <p>Los términos vistos en (B.7) y sus derivadas en el caso 1c son:</p> <p>$N1 = \dot{g}_{JS,3c}^{1c} = N1_1^{1c} \dot{h}_{ec} + N1_2^{1c} \dot{P}_e$, donde</p> <p>$N1_1^{1c} = 0$</p> |

| | |
|--|---|
| | $N1_2^{1c} = x_{21}^{1c}(S - 1) \frac{dh_L}{dP} - [x_{22}^{1c}(S - 1) - x_2^{1c} s_P]$ <hr style="border-top: 1px dashed black;"/> $\dot{N}2 = N2_1^{1c} \dot{h}_{ec} + N2_2^{1c} \dot{P}_c, \text{ donde}$ $N2_1^{1c} = 0$ $N2_2^{1c} = (1 - \mu)x_{11}^{1c} \frac{dh_V}{dt} - [(1 - \mu)x_{12}^{1c} - (1 - x_1^{1c})\mu_P]$ <hr style="border-top: 1px dashed black;"/> $\dot{D}1 = g_{JS,3b}^{1c} = D1_1^{1c} \dot{h}_{ec} + D1_2^{1c} \dot{P}_c, \text{ donde}$ $D1_1^{1c} = 0$ $D1_2^{1c} = x_{11}^{1c}(S - 1) \frac{dh_V}{dP} - [x_{12}^{1c}(S - 1) - x_1^{1c} s_P]$ <hr style="border-top: 1px dashed black;"/> $\dot{D}2 = D2_2^{1c} \dot{h}_{ee} + D2_2^{1c} \dot{P}_e, \text{ donde}$ $D2_1^{1c} = 0$ $D2_2^{1c} = (1 - \mu)x_{21}^{1c} \frac{dh_L}{dP} - [(1 - \mu)x_{22}^{1c} - (1 - x_2^{1c})\mu_P]$ <hr style="border-top: 1px dashed black;"/> $g_{JS,41}^{1e} = 0$ $g_{JS,42}^{1e} = \frac{N1_2^{1c}}{N1^{1c}} + \frac{N2_2^{1c}}{N2^{1c}} - \frac{D1_2^{1c}}{D1^{1c}} - \frac{D2_2^{1c}}{D2^{1c}}$ |
|--|---|

| | | |
|--|--|--------|
| $\dot{Y}_{JS}^{1c} = g_{p,JS}^{1c} \cdot \dot{P}_c + g_{i,JS}^{1c} \cdot \dot{h}_{ec}$ | $g_{p,JS}^{1c} = g_{JS,12}^{1c} + g_{JS,22}^{1c} g_{JS,3}^{1c} g_{JS,4}^{1c} + g_{JS,32}^{1c} g_{JS,2}^{1c} g_{JS,4}^{1c}$ $+ g_{JS,42}^{1c} g_{JS,2}^{1c} g_{JS,3}^{1c}$ $g_{i,JS}^{1c} = g_{JS,11}^{1c} + g_{JS,21}^{1c} g_{JS,3}^{1c} g_{JS,4}^{1c} + g_{JS,31}^{1c} g_{JS,2}^{1c} g_{JS,4}^{1c}$ $+ g_{JS,41}^{1c} g_{JS,2}^{1c} g_{JS,3}^{1c}$ $= g_{JS,11}^{1c}$ | (B.11) |
|--|--|--------|

ANEXO C

Una aplicación que provoca un subenfriamiento del refrigerante en la salida del condensador es el mostrado en la Fig. C.1, que describimos brevemente.



Fig. C.1 Planta de subenfriamiento del refrigerante y vaporización de CO₂ en una industria de la alimentación

La instalación tiene un doble objetivo. Por una parte se trata de evaporar el CO₂ líquido aprovechando el calor que lleva el amoníaco de la botella. Además, gracias a la baja temperatura del CO₂ el amoníaco se enfría antes de llegar a los evaporadores y a los enfriadores de aceite. Según lo dicho se ahorra en combustible para evaporar CO₂ y se mejora el trabajo de los evaporadores por disponer de un amoníaco más frío en la entrada de los mismos.

Una idea de su impacto la obtenemos del siguiente supuesto. Se dispone de un caudal de CO₂ y suponemos un caudal máximo de 2200 kg/h y un salto térmico de -20 a +10 °C. Puesto que la entalpía de cambio de fase es de 283 kJ/kg y el calor específico Cp (gas entre -20 y +10°C) es de 1.48 kJ/kg°K, la potencia total de vaporización máxima del CO₂ es de $(2200/3600) * (283 + 1.48 * 30) = 200$ kW. Con esta potencia se consigue un subenfriamiento de unos 10.5°C. En estas condiciones se mejora la potencia de evaporación de 1739 a 1807 kW, es decir en un 3.9%. Admitiendo que se puede

contar con una mejora algo mayor (factor 1.4) podemos contar con un ahorro en electricidad de un 5.5% aprox.

En cuanto a la calidad del vapor podemos hacer la siguiente estimación: para una presión de condensación de 12 bar (20°C) y de evaporación de 3.5 bar (-5.3°C), la entalpía del líquido saturado en la salida del condensador es 489440 J/kg, y la calidad del vapor en la entrada del evaporador de 0.13.

En unas condiciones de trabajo de la planta de frío con bajo caudal de amoníaco es posible subenfriar hasta 20°C (y aún más), lo que supone una calidad del vapor de 0.05 (y aún menor). Es decir, que con este subenfriamiento podemos acercarnos a zonas de muy baja calidad del vapor.

REFERENCIAS

-
- [1] Baxter Van D. Advances in supermarket refrigeration systems. Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN 37831-6070, (2002).
 - [2] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings* 40 (2008) 394-398.
 - [3] Rodríguez Ramírez, Francisco.J. Dinámica de sistemas.-México:Trillas: UNAM. Facultad de Ingeniería, (1989).
 - [4] Gordon J.M., Ng K.C. Cool thermodynamics, International Science Publishing, Cambridge, (2000).
 - [5] 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
 - [6] 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.
 - [7] Zhao P.C., Ding G.L., Zhang C.L., Zhao L. Simulation of a geothermal heat pump with non-zeotropic mixture. *Applied Thermal Engineering* 23 (12) (2003) 1515-1524.
 - [8] 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.
 - [9] 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.
 - [10] Kim S.G., Kim M.S. Experiment and simulation on the performance of an aut cascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1093-1101.
 - [11] Modeling of Dynamic Systems, Ljung, L., Glad, T., PTR Prentice Hall, Englewoog Cliffs, New Jersey 07632.
 - [12] Handbook of Fundamentals, Chap.31. ASHRAE, (2001).
 - [13] Roetzel, W., Xuan, Y., Dynamic Behaviour of Heat Exchangers, Vol.3. WITPress/Computational Mechanics Publications (1999).
 - [14] Braun J.E., Mitchell J.W., Klein S.A., Beckman W.A., Models for variable speed centrifugal chillers. System simulation in buildings, in: Proceedings of the International Conference in Liegue, Belgium, (1966), pp. 83–111.
 - [15] Winandy E., Saavedra O. C., Lebrun J.. Simplified modeling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences* 41 (2002) 183-192.

-
- [16] Winnady Eric, Lebrun J., Scroll compressors using gas and liquid injection: experimental analysis and modeling. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1143-1156.
- [17] Srivinas M.N., Padmanabhan C. Computationally efficient model for refrigeration compressor gas dynamics. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1083-1092.
- [18] 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.
- [19] Pérez-Segarra C.D., Rigola J., Sòria M., Oliva A. Detailed thermodynamics of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 579-593
- [20] Navarro-Esbrí, J., Ginestar, D., Belman, J.M., Milián, V., Verdú, G., Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression model. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 286-294.
- [21] Ding, G.L., Recent developments in simulation techniques for vapor-compression refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1119-1133.
- [22] Kays W.M., London A.L., *Compact Heat Exchangers*, third ed., McGraw Hill, New York, (1984).
- [23] 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.
- [24] Ge Y.T., Cropper R., Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four section lumped modeling methods, *Applied Thermal Engineering* 25 (10) (2005) 1549-1564.
- [25] Browne M.W., Bansal P.K. An elemental NTU- ϵ model for vapour-compression liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 612-627.
- [26] Gupta, J.P. *Fundamentals of Heat Exchangers and Pressure Vessels Technology*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, (1986).
- [27] Alleyne, A., Bullard, C., Hrnjak, P., Miller, N., Dane, M., Musser, A., Rasmussen, B., Shah, R., Strategies for Improving the Operation and Reliability of Vapor Compression Cycles, <http://mr-roboto.me.uiuc.edu/VC3>, ACRC Project#123.
- [28] Rasmussen, B.P., Alleyne, A., Bullard, C., Hrnjak, P., Miller, N., Control-Oriented Modeling and Analysis of Automotive Transcritical AC System Dynamics. *Proc. 2002 American Control Conf.*, pp. 3111-3116, (2002).
- [29] White, F.M., *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, Inc., New Jersey, 1994.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] Aprea, C., Renno, C., A numerical approach to a very fast thermal transient in an air cooling evaporator. *Applied Thermal Engineering* 22:219-228, (2002).
- [33] Rossi T.M and Braun J.E., (1999). "A real-time transient model for air conditioners", *Proc. 20th International Congress of Refrigeration*, Sydney, Paper No. 743.

-
- [34] Braun, J.E., Bendapudi, S., (2002). Development and validation of a mechanistic, dynamic model for a vapor compression centrifugal liquid chiller. ASHRAE Report #4036-4.
- [35] Cullimore B. A., Hendricks T. J., "Design and Transient Simulation of Vehicle Air Conditioning Systems," Society of Automotive Engineers 5th Vehicle Thermal Management Systems Conference, Paper VTMS 5 2001-01-1692, (2001).
- [36] Khan Jameel-ur-Rehman, Zubair Syed M. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 235-243.
- [37] Fischer, S.K., Rice, C.K., (1983). The Oak Ridge Heat Pump Models: 1. A Steady-State Computer Design Model for Air-To-Air Heat Pumps ORNL/CON-80/R1. August.
- [38] Milián, V., Desarrollo de métodos técnicos innovadores para el ahorro de energía aplicados en la fábrica de Valencia de Heineken España S.A. Diploma de Estudios Avanzados. Universidad Politécnica de Valencia. Febrero (2005).
- [39] Milián, V., Ribes, F., Optimización energética de los enfriadores de mosto de dos etapas. *Brauwelt en Español*, No. 4/99, Vol.3, Caracas-Octubre (1999).
- [40] Milián, V. Estudio de las posibilidades de ahorro de energía y agua en la factoría de Valencia de Heineken España, S.A. Agosto (2006). Intranet Heineken España, S.A.
- [41] 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.
- [42] Kreider, J.F. and X.A.Wang. (1991). Artificial neural networks demonstration for automated generation of energy use predictors for commercial buildings. *ASHRAE Transactions* 97(1):775-79.
- [43] Romero, J.A. Navarro-Esbrí, J., Belman-Flores, J.M. A simplified black-box model oriented to chilled water temperature control in a variable speed vapour compression system. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 329e335.
- [44] Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A., Palm B., Rohlin P. Refrigerating engineering, KTH Energy Technology Stockholm, (2003).
- [45] Moran M.J, Shapiro H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, (1992).
- [46] Kakac S., Liu H. *Heat exchangers selection, rating, and thermal design*, 1998 by CRC Press LLC.
- [47] Lebrun, J. and Bourdouxhe, J.-P., "Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipment," ASHRAE Project 738-TRP, (1996).
- [48] Takahashi, Y., in "Automatic and Manual Control" (A. Tustin, editor), pp. 235-48, Academic Press, New York, (1952).
- [49] Wedekind, G. L. Stoecker W. F. "Transient Response of the Mixture-Vapor Transition Point in Horizontal Evaporating Flow," *ASHRAE Transactions*, vol. 72, no. 1. (1966).
- [50] Wedekind, G.L., Stoecker, W.F., Theoretical model for predicting the transient response of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow. *Transactions of ASME Journal of Heat Transfer* (1968); February: 65-174.
- [51] Wedekind, G.L., An experimental investigation into the oscillatory motion of the of the mixture-vapor transition point in horizontal evaporating flow. *Transactions of ASME Journal of Heat Transfer* (1971); 93:47-54.

- [52] Mithraratne P, Wijesundera NE. An experimental and numerical study of the dynamic behaviour of a counterflow evaporator. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 554-565.
- [53] Gruhle, W.D. and Isermann, R., "Modeling and Control of a Refrigerant Evaporator," *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement & Control*, vol. 107, no. 4, pp. 235-240, Dec, 1985.
- [54] MacArthur, J.W. and Grald, E.W., "Unsteady Compressible Two-Phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison With Experimental Data," *International Journal of Refrigeration*, vol. 12, no. 1, pp. 29-41, Jan, 1989.
- [55] Yasuda H., Machielsen C.H.M., Touber S., Brok S.W. & de Bruijn M., 1981, "Simulation of transient behavior of a compression-evaporation refrigeration system.", Delft University Report No. 133.
- [56] He, X.-D., Liu, S. and Asada, H., A Moving-Interface Model of Two-Phase Flow Heat Exchanger Dynamics for Control of Vapor Compression Cycle Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, AES-Vol. 32. ASME, 1994.
- [57] Liang, N., Shao, S., Tian, Ch., Yan, Y., Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1205-1214.
- [58] Plough-Sørensen, L., Fredsted, J.P., Willatzen, M. 1997 "Improvements in modelling and simulation of refrigerant systems: Aerospace tools applied to a domestic refrigerator". *HVAC&R Research* vol. 3 no. 4 oct (1997).
- [59] Rasmussen, B.P., "Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems", M.S. Thesis, University of Illinois at Urbana-Campaign. 2002.
- [60] Llopis, R., Cabello, R., Navarro-Esbri, J., and Torella, E., A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. Validation with pure and blend refrigerants. *International Journal of Energy Research*, (2007); 31:232-244.
- [61] Llopis, R., Cabello, R., Torrella, E., A dynamic model of a Shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. *International Journal of Thermal Sciences*, 47 (2008) 926-934.
- [62] Kumar, M., Kar, I.N., Ray, A., 2008. State space based modeling and performance evaluation of an air-conditioning system. *HVAC&R Res.* 14 (5), 797-816.
- [63] Graebe, S.F., Ahlen, A., 1996. Dynamic transfer among alternative controllers and its relation to antiwindup controller design. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 4 (1), 92-99.
- [64] Browne, M.W., y Bansal, P.K., Transient simulation or vapour-compression packaged liquid chillers. *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 597-610.
- [65] Feenstra, P.A., Weaver, D.S., Judd, R.L., 2000. An improved void fraction model for two-phase cross-flow in horizontal tube bundles. *International Journal of Multiphase Flow* 26 (11), 1851-1873.
- [66] Mozley, J.M., Predicting Dynamics of Concentric Pipe Heat Exchangers. *Industrial and Engineering Chemistry*. June 1956.
- [67] MacArthur J.W. 1984. Theoretical analysis of the dynamic interactions of vapour-compression heat pumps. *Energy Conservation and Management* 24:29-66.
- [68] Nyers, J., Stoyan, G.A. 1994. A dynamic model adequate for controlling the evaporator of a heat pump. *International Journal of Refrigeration* 17:101-108.

- [69] Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis, *Energy* 30 (2005) 1729-1745.
- [70] Clarkea, J.A., Cockroftb, J., Connera, S., Handa, J.W., Kellya, N.J., Mooreb, R., O'Briena, T., Strachan, P., 2002. Simulation-assited control in building energy management systems. *Energy and Buildings* 34:933-940.
- [71] Wang, S., Xiao, F., 2004. Detection and diagnosis of AHU sensor faults using principal component analysis method. *Energy Conservation and Management* 45:2667-2686.
- [72] Lachi, M., El Wakil, N., Padet, J., The time constant of double pipe and one pass shell-and-tube heat exchangers in the case of varying fluid flow rates. *Int. J. Heat Mass Trabsfer*. Vol. 40, No. 9, pp.2067-2079, (1997).
- [73] Keir, M., Rasmussen, B., Alleyne, A., Improving Energy Efficiency in Automotive Vapor Compression Cycles through Advanced Control Design", SAE World Congress, SAE Paper 2006-01-0267, Detroit, MI, (2006)
- [74] Rasmussen, B.P., "Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration Systems," Dept. of Mechanical Engineering, University of Illinois, 2005.
- [75] 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.
- [76] Chasik, P., Honghyun, C., Yongtaek, L., Yongchan, K.. Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves. *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 1401-1407.
- [77] Saiz Jabardo, J.M., Gonzales Mamani, W., Ianella, M.R. Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, *International Journal of Refrigeration* 25 (2002) 1157-1172.
- [78] Belman J.M., 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. Tesis Doctoral. Universitat Jaume I, Castellón, 2008.
- [79] 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, 200583.
- [80] Cabello, R., Navarro-Esbrí, J., Torrella, E., Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation, *Applied thermal engineering*. 25 (2005) 1740-1752.
- [81] Navarro-Esbrí J., Cabello R., Torella E., Llopis R. Using infrared thermography to estimate isentropic efficiency in a reciprocating compressor, (International Conference on Compressors and Coolants): Papiernicka (ESLOVAQUIA), 2004.
- [82] Statgraphics Plus 5.0, 1994-2000 Statistical Graphics Corp.
- [83] Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2008. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *Int. J. Refrigeration* 31,1437-1452.
- [84] Bendapudi, S., Braun, J.E., 2002. A Review of Literature on Dynamic Models of Vapor Compression Equipment. Technical Report HL2002-8. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University.

-
- [85] Wedekind, G.L., Bhatt, B.L., Beck, B.T., 1978. A system mean void fraction model for predicting various transient phenomena associated with two phase evaporating and condensing flows. *International Journal of Multiphase Flow* 4, 97–114.
- [86] Dhar, M., Soedel, W., 1979. Transient analysis of a vapor compression refrigeration system. In: XV International Congress of Refrigeration.
- [87] Chi, J., Didion, D., 1982. A simulation model of a heat pump's transient performance. *International Journal of Refrigeration* 5 (3), 176–184.
- [88] Yasuda, H., Touber, S., Machielsen, C.H.M., 1983. Simulation model of a vapor compression refrigeration system. *ASHRAE Transactions* 89 (Part 2A), 408–425.
- [89] He, X., Liu, S., Asada, H.H., 1997. Modeling of vapor compression cycles for multivariable feedback control of HVAC systems. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 119 (2).
- [90] Willatzen, M., Pettit, N.B.O.L., and Ploug-Sørensen, L., A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration, Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *Int. J. of Refrigeration* 21 (1998), 398 – 403.
- [91] Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2005. Dynamic model of a centrifugal chiller system—model, development, numerical study, and validation. Paper No. 4754. *ASHRAE Transactions* 111 (Part 1), 132–148.
- [92] Li, B., Alleyne, G., A dynamic model of vapor compression cycle with shut-down and start-up operation. *Int. J. Refrigeration* 2010, 33, 538-552.
- [93] G.K. Batchelor *An Introduction to Fluid Dynamics* (Cambridge University Press), §3.3
- [94] Grald, E.W. and MacArthur, J.W., "A Moving-Boundary Formulation for Modeling Time-Dependent Two-Phase Flows," *International Journal of Heat & Fluid Flow*, vol. 13, no. 3, pp. 266-272, Sep, 1992.
- [95] He, X.D. Dynamic modeling and multivariable control of vapor compression cycles in air conditioning systems, PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, America, 1996.
- [96] He, X.D., Liu, S., Asada, H., Itoh, H., Multivariable control of vapor compression systems, *HVAC&R Research* 4 (3) (1998) 205-230.
- [97] N.B.O.L. Pettit, M. Willatzen, L. Ploug-Sørensen, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration part II: simulation and control of an evaporator, *Int. J. Refrigeration* 21 (5) (1998) 404-414.
- [98] Jensen, J.M., Tummescheit, H., A new moving boundary approach for transient simulations of dry-expansion evaporators, in: *Proceedings of the 15th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 2002.
- [99] McKinley, T.L., Alleyne, A.G., 2008. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *Int. J. Refrigeration* 31, 1253–1264.
- [100] Incropera Frank P., DeWitt David P. *Fundamentos de transferencia de calor*, 4ª. Ed. Prentice Hall, México 1999.
- [101] Chen, J.C., Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Process Design and Development*, vol. 5 (1966) 322–329.
- [102] Forster H. K, Zuber N. Dynamics of vapor bubble growth and boiling heat transfer, *AIChE J. Vol. 1* (1955) 531-535.

-
- [103] Dittus F.W., Boelter L.M.K., Univ. California, Berkeley, Publications on Engineering 2 (1930).
- [104] Zukauskas A., Heat Transfer from Tubes in Cross Flow. In J. P. Hartnett & T. F. Irvine. Advances in Heat Transfer; 8, Academic Press, New York, 1972.
- [105] Gnielinski, V., Int. Chemical Engineering 16 (1976) 359.
- [106] Morgan, V.T., The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders, en T.F. Irvine y J.P. Hartnett, Advances in Heat Transfer, vol.11, Academic Press, NY, 1975, pp. 199-264.
- [107] 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.
- [108] Dhir V.K., Lienhard J.H. Laminar film condensation on plane and axisymmetric bodies in nonuniform gravity, J. Heat Transfer, 93, 97, 1971.
- [109] Jakobsen, A., Antonius, J., Hagaard-Knudsen, H.J., 1999. Experimental evaluation of the use of homogeneous and slip-flow two-phase dynamic models in evaporator modeling. In: Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration (Sydney), Paper no. 135.
- [110] Rice, C.K., The effect of void fraction correlation and the heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, Ashrae Transactions 93 (1) pp.341-367. 1987.
- [111] Wilson, M.J., Newell, T.A., and Chato, J.C., "Experimental Investigation of Void Fraction during Horizontal Flow in Larger Diameter Refrigeration Applications," Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana Champaign, ACRC TR-140, Jul 1998.
- [112] Woldeesemayat, M.A., Ghajar, A.J., Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes. International Journal of Multiphase Flow 33 (2007) 347–370.
- [113] Jensen, J.M., Dynamic Modeling of Thermo-fluid Systems with focus on evaporators for refrigeration. PhD Thesis, Energy Engineering Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark March, 2003.
- [114] Jensen, J.M., Tummescheit, H., Moving boundary models for dynamic simulations of two-phase flows, in: Proceedings of Second International Modelica Conference, Oberpfaffenhofen, Germany, 2002, pp. 235–244.
- [115] Whalley, P.B., Oxford University Press Inc., New York, 1996.
- [116] Thome, J.R., Engineering Data Book III, Wolverine Tube, Inc. 2004.
- [117] Zivi, S.M., 1964. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. J Heat Transfer 86, 247–252.
- [118] Keir, M.C., Alleyne, A.G.. Dynamic Modeling, Control and Fault Detection in Vapor Compression Systems. University of Illinois, ACRC, August 2006
- [119] Levy, S., 1960. Steam slip theoretical prediction from momentum model. Trans. ASME, J. Heat Transfer C 82, 113–119.
- [120] Chisholm, D., 1973. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. Int. J. Heat Mass Transfer 16, 347–358.
- [121] Smith, S.L., 1969. Void fractions in two phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model. Proc. Inst. Mech. Engrs, London 184, 647–657, Part 1.

- [122] Premoli, A., Francesco, D., Prima, A., 1970. An empirical correlation for evaluating two-phase mixture density under adiabatic conditions. In: European Two-Phase Flow Group Meeting, Milan, Italy
- [123] Premoli, A., Francesco, D., Prima, A., 1971 A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density. *La Termotecnica*, Vol. 25 No.1 pp.17-26.
- [124] Zuber, N., Findlay, J.A., 1965. Average volumetric concentration in two-phase flow systems. *J. Heat Transfer* 87, 435–468.
- [125] Shah, D R., Alleyne, A.G., Bullard, C.W., Rasmussen, B.P., and Hrnjak, P.S. Dynamic Modeling and Control of Single and Multi-Evaporator Subcritical Vapor Compression Systems. ACRC TR-216, August 2003.
- [126] Beck, B.T., Wedekind, G.L., 1981. A generalization of the system mean void fraction model for transient two-phase evaporating flows. *J. Heat Transfer* 103, 81–85.
- [127] Zhang, W.-J., Zhang, C.-L., 2006. A generalized moving boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances. *Int. J. Refrigeration* 29, 1119–1127.
- [128] Rasmussen, B.P., “Thermosys Toolbox User’s Manual”, <http://mroboto.me.uiuc.edu/VC3>, 2002
- [129] 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.
- [130] Bitzer Technical Information, Open reciprocating compressor type. Bitzer International, document KP-510-3.
- [131] Danfoss Technical leaflet, Thermostatic expansion valves, type T2 and TE2, Refrigeration and air conditioning.
- [132] Belman, J.M, Navarro-Esbri, J., Ginestar, D., and Milián, V. Steady-state model of a variable speed vapor compression system using R134a as a working fluid. *International Journal of Energy Research* (2009)
- [133] Ljung, L., *System Identification-Theory for the User*, Prentice Hall Inc., Upper Saddle River, New Jersey, 1999.
- [134] Grant, I.D.R. and Chisholm, D. (1979). Two-Phase Flow on the Shell-Side of a Segmentally Baffled Shell-and-Tube Exchanger, *J. Heat Transfer*, Vol. 101, pp.38-42.
- [135] Xu, G.P., Tou, K.W. and Tso, C.P. (1998). Two-Phase Void Fraction and Pressure Drop in Horizontal Crossflow Across a Tube Bundle, *J. Fluids Engineering*, Vol. 120, pp.140-145.
- [136] Rasmussen, B. P., Shah, R., Musser, A. B., Alleyne, A. G., Bullard, C. W., Hrnjak, P. S., and Miller, N. R. Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems. ACRC TR-204 October 2002. University of Illinois at Urbana-Champaign.