

## Capítulo 3

---

# APLICACIÓN A LA SIMULACIÓN DE DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN DE TIPO CAPILAR

---

### Resumen

*En este capítulo se desarrolla un modelo matemático para simular el comportamiento térmico y fluido-dinámico de los dispositivos de expansión de tipo capilar; cuyo uso está muy extendido en equipos de refrigeración, especialmente en unidades pequeñas y medianas como refrigeradores y congeladores domésticos, deshumidificadores y aparatos de aire acondicionado. Además, se describirá la fenomenología presente en estos dispositivos y se darán comparaciones entre los resultados numéricos obtenidos con el código y resultados experimentales obtenidos de la literatura (que abarcan diferentes geometrías y fluidos refrigerantes, tanto puros como mezclas).*

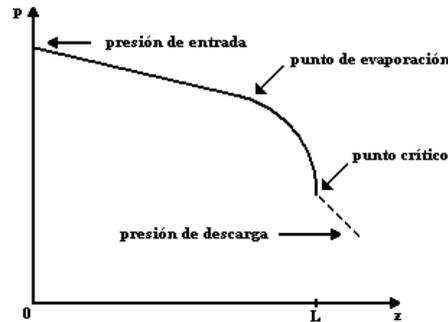
### 3.1. Introducción

Un tubo capilar, algunas veces también llamado tubo restrictor, está formado simplemente por una tubería de pequeño diámetro, sin elemento móvil alguno, y se encuentra situado normalmente entre la salida del condensador y la entrada al evaporador. La función que realiza es la de reducir la presión del refrigerante desde la zona de alta presión (condensador) a la zona de baja presión del sistema (evaporador) y controlar el flujo de refrigerante a través del evaporador. Un tubo capilar cuenta además con la ventaja de tener cierta capacidad para balancear el flujo de refrigerante cuando las potencias frigoríficas cambian.

Los dispositivos de expansión de tipo capilar son de uso muy extendido en equipos de refrigeración, especialmente en unidades pequeñas y medianas como refrigeradores y congeladores domésticos, deshumidificadores y aparatos de aire acondicionado. Diversos artículos en la literatura se centran en investigaciones experimentales y analíticas encaminadas a describir la fenomenología y desarrollar métodos generales y sistemáticos para simular el comportamiento de los dispositivos de expansión capilar.

Bolstand y Jordan [Bolstand, 1948] encontraron que la evaporación dentro de tubos capilares se caracteriza por

tres fenómenos diferentes: flujo monofásico de líquido, flujo bifásico y una onda de choque localizada a la salida del capilar en el caso de flujo crítico. El punto donde inicia la evaporación se asume cuando la temperatura es igual a la presión de saturación. La *Figura 3.1.1* muestra la distribución de presiones típicas en un tubo capilar.



**Figura 3.1.1. Distribución de presiones típica a lo largo de un tubo capilar.**

Más tarde, Mikol [Mikol, 1963], Li et al. [Li, 1990] y Kuehl y Goldschmidt [Kuehl, 1990], entre otros, indicaron que el punto de evaporación se localiza aguas abajo de la condición de saturación y por lo tanto, hay una zona donde el flujo monofásico de líquido se encuentra en una situación de inestabilidad (denominada zona de equilibrio metastable).

Gran parte de los modelos matemáticos presentes en la literatura para resolver el flujo a través de tubos capilares se basan en balances de cantidad de movimiento sobre las regiones completas de flujo monofásico de líquido y de flujo bifásico. En esta formulación aparecen algunos términos integrales, que pueden evaluarse mediante métodos gráficos [Bolstand, 1948] o numéricos [Murphy, 1985]. Esta formulación es adecuada para flujo homogéneo adiabático haciendo uso de factores de fricción promediados, pero requieren un esfuerzo considerable para introducir transferencia de calor, modelos de flujo no homogéneo, factores de fricción locales y régimen transitorio.

El objetivo de este modelo numérico es la implementación y el desarrollo de criterios numéricos que permitan la simulación del comportamiento térmico y fluido-dinámico de la evaporación en tubos capilares, en régimen permanente y transitorio, para lo cual se utiliza la simulación numérica desarrollada en el capítulo 2 para flujo bifásico en el interior de conductos, cuyo caso particular es la zona donde el fluido se encuentra en una sola fase. La interacción entre el tubo capilar y elementos exteriores (ambiente, intercambiadores, etc.) se trata como una condición de contorno considerando ya sea la distribución local de la temperatura a lo largo del tubo capilar o el flujo de calor intercambiado (como se mencionó en la *sección 2.5.1.2 Condiciones de contorno*). El análisis para situaciones específicas (como es el caso de tubos capilares no adiabáticos) requerirá de la resolución de la conducción de calor en las paredes del tubo así como de la transferencia de calor de la parte exterior del tubo al ambiente o bien a un elemento aislante o un ánulo por el cual pasa otro fluido (la resolución de los elementos sólidos y en su caso de un fluido en el ánulo se detallará en el capítulo 4). Para la resolución de este dispositivo se ha utilizado el método tramo a tramo (step by step), ya que el método de corrección de presiones del tipo

SIMPLE presenta ciertas dificultades de implementación para los casos en que en el capilar se presente flujo crítico ó como se le denomina también flujo estrangulado (ya que en este caso se presenta un desacoplamiento entre la ecuación de continuidad y cantidad de movimiento a la salida del capilar y las condiciones a la salida del capilar en bajo estas condiciones vienen dadas por una onda de choque).

### 3.2. Evaluación de coeficientes empíricos

Los coeficientes empíricos utilizados para la zona de líquido, son los mismos descritos en la sección 2.3. *Evaluación de coeficientes empíricos*. Mientras que para evaluar el flujo bifásico se han utilizado dos formas:

1. Considerar **flujo bifásico homogéneo**, es decir, que las velocidades de ambas fases se consideran iguales, por lo que la fracción volumétrica de vapor  $\varepsilon_g$  se puede calcular mediante la correlación analítica de flujo homogéneo que se presentó en la *sección 2.2.1*. Para la evaluación del factor de fricción y el coeficiente superficial de transferencia de calor por convección para flujo bifásico homogéneo, es muy común el uso de expresiones para flujo monofásico considerando el número de Reynolds como  $Re = GD / \mu_{tp}$ , donde la viscosidad bifásica  $\mu_{tp}$  se puede definir de las siguientes maneras según los diferentes autores:

- McAdams [citada por Hewitt, 1983]: 
$$\mu_{tp} = \frac{\mu_g \mu_l}{x_g \mu_g + (1 - x_g) \mu_l}$$
- Owen [citada por Hsu, 1976]: 
$$\mu_{tp} = \mu_l$$
- Dukler [citada por Pate, 1983]: 
$$\mu_{tp} = \frac{x_g \rho_l \mu_g + (1 - x_g) \rho_g \mu_l}{x_g \rho_l + (1 - x_g) \rho_g}$$
- Lin et al. [Lin, 1991]: 
$$\mu_{tp} = \frac{\mu_g \mu_l}{\mu_g + x_g^{1.4} \mu_l}$$
- Cicchitti [Cicchitti, 1960]: 
$$\mu_{tp} = x_g \mu_g + (1 - x_g) \mu_l$$

La pérdida de carga causada por la singularidad a la entrada se evalúa de la misma manera que para el caso de singularidades en cualquier otro elemento. En caso de flujo no crítico la singularidad a la salida se toma en cuenta de manera similar.

2. Considerar **flujo bifásico no homogéneo**. En este caso se utilizan las mismas expresiones que se describieron en la sección 2.3 *Evaluación de coeficientes empíricos*. Aún cuando ciertas expresiones empíricas han sido elegidas por defecto, el modelo numérico desarrollado permite la utilización de cualquier combinación de las diferentes expresiones que se tienen para la fracción volumétrica de vapor, el coeficiente superficial de transferencia de calor (para los casos de capilares no adiabáticos) y el factor de fricción.

### 3.3. Discretización de las ecuaciones gobernantes

Se discretiza sobre los volúmenes de control en que se divide el dominio las ecuaciones gobernantes en forma unidimensional (ver *sección 2.5.1.1. Discretización de las ecuaciones gobernantes* en el método tramo a tramo). Además de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía, se considera el segundo principio de la termodinámica o de la generación neta de entropía para detectar las situaciones de flujo crítico (estrangulado). Así, en forma integrada espacialmente, la ecuación de generación neta de entropía (*ecuación 2.2.1.4*), toma la forma:

$$\begin{aligned} & \bar{m}(s_{li+1} - s_{li}) + \dot{m}_{gi+1}(s_{gi+1} - s_{li+1}) - \dot{m}_{gi}(s_{gi} - s_{li}) + (\bar{s}_g - \bar{s}_l) \frac{\partial m_g}{\partial t} + \\ & m_g \frac{\partial \bar{s}_g}{\partial t} + m_l \frac{\partial \bar{s}_l}{\partial t} - \frac{\bar{q} P \Delta z}{\bar{T}_w} + (\bar{s}_l - \bar{s}_g) \frac{\partial m}{\partial t} \geq 0 \end{aligned} \quad (3.3.1)$$

El modelo de flujo bifásico unidimensional, como ya se ha explicado anteriormente, requiere del conocimiento del volumen ocupado por las fases líquida y gaseosa. Para evaluarlos es muy común utilizar la fracción volumétrica de vapor,  $\varepsilon_g$ , definida anteriormente. El calor de convección y las tensiones cortantes se evalúan a partir de coeficientes superficiales de transferencia de calor por convección y el factor de fricción respectivamente, que se calculan a través de correlaciones empíricas obtenidas de la bibliografía (ver *sección 2.3. Evaluación de coeficientes empíricos*).

En la *sección 2.5.1.1 Discretización de las ecuaciones gobernantes* para el método tramo a tramo (step by step), se presentó la integración espacial de las ecuaciones gobernantes sobre volúmenes de control finitos. Únicamente por lo tanto falta la integración sobre volúmenes de control del segundo principio de la termodinámica (*ecuación 3.3.1*) o generación neta de entropía que queda de la siguiente manera para el caso general de flujo bifásico:

$$a + \frac{A \Delta z_i}{\Delta t} b \geq 0 \quad (3.3.2)$$

donde,

$$\begin{aligned} a &= \bar{m} \left[ (s_{l,i+1} - s_{l,i}) + x_{g,i+1} (s_{g,i+1} - s_{l,i+1}) - x_{g,i} (s_{g,i} - s_{l,i}) \right] - \frac{\bar{q} P \Delta z_i}{\bar{T}_w} \\ b &= (\bar{\rho}_g \bar{\varepsilon}_g - \bar{\rho}_g^0 \bar{\varepsilon}_g^0) (\bar{s}_g - \bar{s}_l) + \bar{\rho}_g^0 \bar{\varepsilon}_g^0 (\bar{s}_g - \bar{s}_g^0) + \bar{\rho}_l^0 (1 - \bar{\varepsilon}_g) (\bar{s}_l - \bar{s}_l^0) \end{aligned}$$

#### Onda de choque en la descarga

En el caso de flujo crítico (estrangulado), se considera en el extremo final del tubo capilar un volumen de

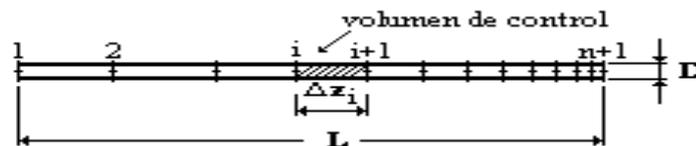
control con mayor diámetro de salida (diámetro interior del conducto de descarga) que el de entrada (diámetro interior del capilar). Asumiendo transferencia de calor y términos acumulativos despreciables y la presión a la salida igual a la presión en la descarga, la fracción másica de vapor a la salida se calcula mediante la ecuación de la energía reagrupada de la forma que se presenta a continuación:

$$x_{g,i+1} = \frac{x_{g,i} h_{fg}(p_i) - (h_{l,sat}(p_{i+1}) - h_{l,sat}(p_i)) - \left(\frac{v_{i+1}^2}{2} - \frac{v_i^2}{2}\right)}{h_{fg}(p_{i+1})}$$

Dado que el cálculo de  $v_{i+1}$  requiere del conocimiento de la fracción másica de vapor, el proceso de cálculo debe ser iterativo.

### 3.4. Proceso de discretización espacial y temporal

El dominio se ha discretizado de modo que las secciones de entrada y salida de los volúmenes de control coincidan con los nodos de discretización quedando, de este modo, los VCs situados entre nodos como se muestra en la *Figura 3.4.1*, en la cual hay  $n+1$  nodos y por tanto  $n$  volúmenes de control.



**Figura 3.4.1 Distribución de los nodos de discretización a lo largo del tubo capilar**

Dados los elevados gradientes que se producen en la zona final del capilar, resulta necesario el empleo de una malla de discretización de densidad variable, que presente una adecuada concentración de nodos en las distintas zonas. A tal efecto, la malla se ha generado según la siguiente expresión:

$$\Delta z_i = \frac{L}{\tanh(k)} \left[ \tanh\left(k \frac{i}{n}\right) - \tanh\left(k \frac{(i-1)}{n}\right) \right] \quad (3.4.1)$$

en donde  $\Delta z_i$  es la longitud del volumen de control  $i$  y  $k$  es el factor de concentración de la malla (cuando  $k \rightarrow 0$  corresponde a una distribución uniforme de los nodos). Esta densificación de los nodos a la salida del capilar nos permite utilizar un menor número de volúmenes de control. El empleo de mallas de discretización uniformes representaría la utilización de un gran número de VC, con lo que se incrementaría el tiempo de cálculo, la memoria a utilizar y los posibles errores de redondeo. En el caso de flujos no estrangulados esta concentración

de malla hacia el extremo de salida no sería necesaria, gravando de forma innecesaria aunque no importante el tiempo de cálculo. Dependiendo de la evolución transitoria de las condiciones de contorno, se puede seleccionar un incremento de tiempo  $\Delta t$  constante o variable (discretización temporal).

### 3.5. Transición entre regiones y condiciones de contorno

La diferenciación entre las regiones que se pudieran presentar en el dispositivo, es la misma especificada en el Capítulo 2 (ver *sección 2.4. Diferenciación entre regiones*). De la misma manera, los criterios de transición que se pueden utilizar son los mismos especificados en la *sección 2.5.1.3 Criterios de transición* para el método tramo a tramo, por lo que se utiliza de manera general el criterio de transición 2.

Las condiciones de contorno que se utilizan son

- **Condiciones de entrada:** se tendrán dos condiciones de contorno diferentes dependiendo si lo que se desconoce en el dispositivo capilar es el flujo másico que pasa a través de él ó la presión de entrada, para el primer caso la condición de contorno es  $(p_{in}, p_{out})$ , mientras que para el segundo caso la condición de contorno es  $(\dot{m}_{in}, p_{out})$ . Además debe especificarse la temperatura ( $T_{in}$ ) en los casos de entrada de fluido en una sola fase ó la fracción másica de vapor ( $x_{gin}$ ) en los casos de entrada de un fluido en dos fases.
- **Condiciones en el sólido:** Son, como se menciona anteriormente (ver *sección 2.5.1.2. Condiciones de contorno* para el método tramo a tramo), la temperatura de pared en el tubo (ya sea constante o variable) o el flujo de calor a través de la pared del tubo en cada volumen de control.

### 3.6. Algoritmo de resolución

Se desprecian los efectos del flujo metastable (que se define como la condición de flujo que aún cuando las condiciones de presión en el fluido son inferiores a las de saturación, el fluido se mantiene como líquido en un estado de no equilibrio). Existe cierta controversia alrededor de la importancia relativa de este fenómeno, pero atendiendo a los resultados numéricos y experimentales que se presentan en este capítulo, al parecer la influencia de este fenómeno se puede considerar relativamente poco importante.

Los parámetros característicos que definen una situación concreta para ser analizada son:

- Geometría: diámetro interior y rugosidad, longitud y diámetro de los tubos de conexión.
- Distribución temporal de la presión de entrada ó alternativamente el caudal másico de entrada.

- Distribución temporal de la presión de descarga.
- Distribución temporal de la temperatura de entrada (cuando un flujo monofásico entra al capilar) o la fracción másica de vapor (cuando el flujo de entrada es bifásico).
- Distribución espacial y temporal de la temperatura de pared y/o el flujo de calor intercambiado a lo largo del capilar.
- Propiedades termofísicas del fluido.

El algoritmo evalúa si el flujo es crítico (ó estrangulado) o no, el caudal másico que circula por el capilar o alternativamente la presión de entrada, así como las variables de flujo a lo largo del tubo capilar (temperatura, presión, velocidad, fracción másica de vapor, etc.). Para un valor dado de caudal másico, la solución del flujo a través del capilar se realiza mediante la integración numérica de las ecuaciones gobernantes sobre cada volumen de control. Dichas ecuaciones se resuelven en este capítulo mediante un algoritmo paso a paso (step by step) en la dirección del flujo (para más detalle ver *sección 2.5.2.4 Algoritmo de resolución* para el método tramo a tramo). El caudal másico a la entrada, ó alternativamente la presión a la entrada del capilar, se obtiene iterativamente mediante el método Newton-Raphson.

En el caso que se presente un flujo crítico ó estrangulado (cosa bastante común), se resuelve la singularidad que se presenta como consecuencia de la onda de choque localizada en la sección de salida. En situaciones de régimen transitorio, las condiciones iniciales han de ser especificadas, incluyéndose el valor de las variables a lo largo del capilar.

A cada instante de tiempo y para un valor dado de flujo másico de entrada o presión a la entrada, el proceso de resolución se lleva a cabo mediante un esquema numérico del tipo implícito, avanzando tramo a tramo en la dirección del flujo. En cada VC el sistema de ecuaciones gobernantes se resuelve de manera iterativa para calcular, a partir de los valores conocidos a la entrada del VC, las condiciones en la sección de salida.

El caudal de entrada, o alternativamente la presión de entrada, se estiman iterativamente para obtener las condiciones críticas en el último volumen de control mediante un algoritmo numérico Newton-Raphson. Para el algoritmo basado en el flujo másico a la entrada, ha sido necesario hacer un cambio de variable para asegurar su convergencia, haciendo servir  $\dot{m}^{-f_N - R}$  en lugar de  $\dot{m}$  como variable independiente [ver Escanes, 1995]. Valores de  $f_{N,R} > 2$  dan soluciones favorables a la mayoría de aplicaciones. En ambos casos, se ha tomado como variable dependiente la longitud crítica, definida como la distancia entre la sección de entrada del tubo capilar y el VC donde se dan las condiciones críticas, es decir, donde a partir del cual no se verifica el segundo principio de la termodinámica.

El flujo másico crítico, o alternativamente la presión de entrada crítica, junto con sus correspondientes variables de flujo constituyen las condiciones críticas. Después del cálculo de las condiciones críticas (para que se presenten en el último volumen de control), la presión crítica y la de descarga se comparan. Si la presión crítica obtenida para la descarga es mayor o igual que la presión de descarga dada como condición de contorno ( $p_{out}$ ), el

flujo es crítico, por lo que se resuelve la ecuación para la onda de choque a la descarga. En caso contrario, el flujo es no crítico (o no estrangulado), con lo que su resolución será la misma que la detallada en el capítulo 2 (*sección 2.5.1.2*) dependiendo de la condición de contorno que se utilice.

En cada volumen de control, el sistema de ecuaciones gobernantes se resuelve iterativamente hasta alcanzar el criterio de convergencia especificado en el capítulo 2 (*sección 2.5.1.5. Criterios de convergencia*).

### **3.7. Contrastación de resultados numéricos y experimentales**

En esta sección se muestran comparaciones entre los resultados numéricos obtenidos y una cantidad importante de resultados experimentales presentes en la literatura. En algunos casos se dispone de información detallada como la distribución de presiones y temperaturas a lo largo del capilar. Los resultados obtenidos de la simulación numérica son, como se mostrará más adelante, muy satisfactorios. El estudio pretende no solo la validación del código desarrollado para el caso de dispositivos capilares sino también como referencia en la resolución del flujo bifásico.

#### **3.7.1. Comparación con resultados experimentales presentados en el artículo de Yilmaz y Ünal [Yilmaz, 1996]**

Una de las comparaciones realizadas es con la tabla de valores experimentales que se presenta en el artículo de Tuncay Yilmaz y Saban Ünal [Yilmaz, 1996]. La simulación numérica se realizó tomando una rugosidad absoluta de  $1.524 \times 10^{-7}$  m y una precisión mínima de  $1 \times 10^{-5}$  (criterio de convergencia). La *Tabla 3.7.1.1* muestra los valores obtenidos en la literatura, y tanto el modelo homogéneo como el no homogéneo desarrollados en la presente Tesis. Todos los casos son para condiciones de líquido a la entrada del capilar con un grado de subenfriamiento  $\Delta T_{\text{sub}}$  indicado en la tabla. En la tabla se especifican las condiciones de contorno ( $p_{\text{in}}, p_{\text{out}}$ ), la geometría del capilar (diámetro y longitud), así como el flujo másico obtenido experimentalmente en sus ensayos por los diferentes autores de las pruebas.

De la *Tabla 3.7.1.1* podemos observar, como los resultados obtenidos por el modelo numérico desarrollado son muy satisfactorios (tanto para la consideración de flujo homogéneo como lo de no homogéneo), destacando los resultados obtenidos con el modelo no homogéneo, que dan un error promedio del 6.95% en los 44 casos probados de la tabla, para 5 fluidos diferentes y con resultados experimentales sacados por 4 autores diferentes. Mientras que para el caso de considerar flujo homogéneo, el cálculo de la viscosidad bifásica ( $\mu_{\text{fp}}$ ) destacan los resultados obtenidos con la correlación de Owen [citada por Hsu, 1976].

**Tabla 3.7.1.1. Comparación de resultados experimentales vs resultados numéricos**

Refrigerante	$\Delta T_{sub}$ [°C]	$P_{in}$ [bar]	$P_{out}$ [bar]	D [mm]	L [m]	$\dot{m}$ experimental [g/s]	FLUJO HOMOGÉNEO				FLUJO NO HOMOGÉNEO		Bibliografía
							$\dot{m}$ Owen [g/s]	Dev. [%]	$\dot{m}$ McAdams [g/s]	Dev. [%]	$\dot{m}$ [g/s]	Dev. [%]	
R12	2.0	10.55	1.456	0.74	2.9	<b>0.940</b>	0.960	2.13	1.029	9.47	0.904	-3.83	Maczeh, K., et al. 1983
	6.0	10.55	1.698	0.74	2.9	<b>0.940</b>	1.105	17.55	1.155	22.87	1.067	13.51	
	8.5	10.10	3.0	1.25	0.747	<b>9.167</b>	9.032	-1.42	9.117	-0.55	9.140	-0.29	
	8.5	10.10	3.0	1.62	0.747	<b>18.06</b>	17.358	-3.89	17.457	-3.34	17.607	-2.51	
R22	6.0	10.12	3.0	1.25	0.747	<b>8.611</b>	8.294	-3.68	8.390	-2.57	8.454	-1.82	Schulz, U. W., 1987
	6.0	10.12	3.0	1.62	0.747	<b>16.11</b>	15.917	-1.20	16.042	-0.42	16.300	1.18	
	33	14.80	3.0	1.25	0.747	<b>17.05</b>	17.118	0.40	17.118	0.40	17.118	0.40	
R114	33	14.80	3.0	1.40	0.747	<b>21.67</b>	23.168	6.91	23.168	6.91	23.168	6.91	Schulz, U. W., 1987
	13	6.91	1.5	1.62	0.747	<b>15.83</b>	15.037	-5.01	15.040	-4.99	15.387	-2.80	
	13	6.91	1.5	1.62	0.838	<b>14.44</b>	14.244	-1.36	14.246	-1.34	14.598	1.09	
R12	8.5	10.10	3.0	1.25	0.747	<b>9.167</b>	8.564	-6.58	8.707	-5.02	8.546	-6.77	Melo, C. et al., 1994
	4	9.20	4.23	0.77	2.926	<b>1.01</b>	1.019	0.89	1.065	5.45	0.961	-4.85	
	12	9.20	4.23	0.77	2.926	<b>1.19</b>	1.287	8.15	1.307	9.83	1.257	5.63	
	4	11.23	4.23	0.77	2.926	<b>1.08</b>	1.176	8.89	1.235	14.35	1.116	3.33	
	12	11.23	4.23	0.77	2.926	<b>1.28</b>	1.457	13.83	1.488	16.25	1.426	11.41	
	4	9.20	4.23	0.77	2.009	<b>1.20</b>	1.256	4.67	1.308	9.00	1.195	-0.42	
	12	9.20	4.23	0.77	2.009	<b>1.43</b>	1.585	10.84	1.607	12.38	1.558	8.95	
R134a	4	11.23	4.23	0.77	2.009	<b>1.35</b>	1.447	7.19	1.514	12.15	1.386	2.67	Melo, C. et al., 1994
	12	11.23	4.23	0.77	2.009	<b>1.59</b>	1.791	12.64	1.825	14.78	1.763	10.88	
	4	9.21	4.12	0.77	2.926	<b>0.94</b>	0.954	1.49	1.000	6.38	0.908	-3.40	
	12	9.21	4.12	0.77	2.926	<b>1.12</b>	1.230	9.82	1.249	11.52	1.209	7.95	
	4	11.26	4.12	0.77	2.926	<b>0.95</b>	1.101	15.89	1.160	22.11	1.054	10.95	
	12	11.26	4.12	0.77	2.926	<b>1.20</b>	1.391	15.92	1.421	18.42	1.370	14.17	
	4	9.21	4.12	0.77	2.009	<b>1.0</b>	1.176	17.60	1.229	22.9	1.130	13.0	
R600a	12	9.21	4.12	0.77	2.009	<b>1.32</b>	1.515	14.77	1.536	16.36	1.499	13.56	Melo, C. et al., 1994
	4	11.26	4.12	0.77	2.009	<b>1.28</b>	1.355	5.86	1.423	11.17	1.309	2.27	
	12	11.26	4.12	0.77	2.009	<b>1.50</b>	1.711	14.07	1.743	16.2	1.695	13.0	
	4	9.26	2.22	0.77	2.926	<b>0.64</b>	0.634	-0.94	0.671	4.84	0.610	-4.69	
	12	9.26	2.22	0.77	2.926	<b>0.79</b>	0.801	1.39	0.822	4.05	0.791	0.13	
	4	11.25	2.22	0.77	2.926	<b>0.68</b>	0.722	6.18	0.766	12.65	0.696	2.35	
	12	11.25	2.22	0.77	2.926	<b>0.82</b>	0.896	9.27	0.922	12.44	0.884	7.8	
R134a	4	9.26	2.22	0.77	2.009	<b>0.76</b>	0.779	2.50	0.821	8.03	0.756	-0.53	Wijaya, H., 1992
	12	9.26	2.22	0.77	2.009	<b>0.89</b>	0.983	10.45	1.005	12.92	0.976	9.66	
	4	11.25	2.22	0.77	2.009	<b>0.87</b>	0.887	1.95	0.936	7.59	0.860	-1.15	
	12	11.25	2.22	0.77	2.009	<b>1.02</b>	1.099	7.75	1.126	10.39	1.089	6.76	
	5.56	9.67	4.12	0.838	3.048	<b>1.47</b>	1.293	-12.04	1.343	-8.64	1.246	-15.24	
	5.56	11.12	4.12	0.838	3.048	<b>1.64</b>	1.421	-13.35	1.482	-9.63	1.374	-16.22	
	5.56	14.76	4.12	0.838	3.048	<b>1.96</b>	1.710	-12.76	1.793	-8.52	1.660	-15.31	
	11.11	9.61	4.12	0.838	3.048	<b>1.66</b>	1.520	-8.43	1.549	-6.69	1.494	-10.0	
	11.11	11.12	4.12	0.838	3.048	<b>1.88</b>	1.663	-11.54	1.700	-9.57	1.636	-12.98	
	11.11	14.76	4.12	0.838	3.048	<b>2.18</b>	1.963	-9.95	2.024	-7.16	1.939	-11.06	
16.67	9.70	4.12	0.838	3.048	<b>1.82</b>	1.716	-5.71	1.731	-4.89	1.701	-6.54		
16.67	11.12	4.12	0.838	3.048	<b>2.02</b>	1.860	-7.92	1.881	-6.88	1.845	-8.66		
16.67	14.81	4.12	0.838	3.048	<b>2.38</b>	2.187	-8.11	2.224	-6.55	2.171	-8.78		
<b>Dev. Promedio [%] = <math>\frac{n}{\sum_{i=1}^n  Dev(i) } / n</math></b>								<b>7.79</b>		<b>9.51</b>		<b>6.95</b>	

### 3.7.2. Comparación con resultados experimentales de Whitesel [Whitesel, 1957]

También se comparan los resultados numéricos de el modelo numérico desarrollado con los datos experimentales obtenidos por Whitesel [Whitesel, 1957], en los que el fluido entra al capilar como líquido+vapor y se puede presentar tanto flujo crítico (estrangulado) como no crítico en los diferentes casos experimentados. La *Tabla 3.7.2.1* muestra los resultados obtenidos para estado permanente y flujo adiabático, los refrigerantes analizados son el R12 y el R22 a través de un capilar de  $D=1.778$  mm,  $L=1.524$  m,  $\xi/D=3.8 \times 10^{-4}$ , bajo diferentes condiciones de entrada. Dando como condiciones de contorno ( $p_{in}, p_{out}$ ) y la fracción másica de vapor a la entrada ( $x_{gin}$ ).

**Tabla 3.7.2.1. Comparación de resultados experimentales de Whitesel vs resultados numéricos**

Refrigerante	$p_{in}$ [bar]	$x_{gin}$	$p_{out}$ [bar]	$\dot{m}_{exp}$ [kg/h]	FLUJO HOMOGÉNEO								FLUJO NO HOMOGÉNEO		Flujo
					$\dot{m}_{McAdams}$ [kg/h]	Dev. [%]	$\dot{m}_{Owen}$ [kg/h]	Dev. [%]	$\dot{m}_{Lin}$ [kg/h]	Dev. [%]	$\dot{m}_{Cicchitti}$ [kg/h]	Dev. [%]	$\dot{m}$ [kg/h]	Dev. [%]	
R12	3.206	0.514	1.013	<b>4.536</b>	6.087	34.19	4.475	-1.34	6.000	32.28	4.953	9.19	5.010	10.45	NC
	8.969	0.339	1.151	<b>17.418</b>	20.465	17.49	17.508	0.52	20.199	15.97	18.420	5.75	18.055	3.66	C
	8.921	0.215	6.825	<b>13.608</b>	16.835	23.71	14.676	7.85	16.383	20.39	15.126	11.16	14.449	6.18	NC
	12.533	0.000	1.627	<b>47.628</b>	48.940	2.75	47.108	-1.09	48.180	1.16	46.935	-1.46	45.310	-4.87	C
	13.078	0.407	1.427	<b>29.348</b>	27.512	-6.26	24.473	-16.61	27.636	-5.83	25.800	-12.09	24.527	-16.43	C
	12.857	0.339	7.907	<b>26.082</b>	24.966	-4.28	21.966	-15.78	24.660	-5.45	22.940	-12.05	21.934	-15.90	NC
R22	3.619	0.000	1.013	<b>13.608</b>	19.014	39.73	18.253	34.13	18.542	36.26	18.303	34.50	17.588	29.25	C
	4.019	0.228	1.013	<b>7.484</b>	9.221	23.21	7.367	-1.56	8.908	19.03	7.693	2.79	8.221	9.85	NC
	4.598	0.660	1.013	<b>5.216</b>	6.944	33.13	5.111	-2.01	6.900	32.29	5.941	13.38	5.738	10.01	NC
	12.644	0.000	1.013	<b>44.589</b>	47.524	6.58	45.199	1.37	46.742	4.83	46.093	3.37	44.590	0.002	C
	10.858	0.345	1.289	<b>19.732</b>	21.602	9.48	18.543	-6.03	21.318	8.04	19.465	-1.40	19.327	-2.05	C
	11.699	0.450	1.013	<b>18.734</b>	21.100	12.63	17.962	-4.12	20.919	11.66	19.139	2.16	18.563	-0.91	C
	10.058	0.000	5.701	<b>33.204</b>	38.721	16.62	37.441	12.76	37.988	14.41	37.568	13.14	35.294	6.29	NC
	10.182	0.120	6.425	<b>22.045</b>	23.966	8.71	21.611	-1.97	23.236	5.40	21.983	-0.28	21.402	-2.92	NC
	10.996	0.232	6.963	<b>17.237</b>	20.930	21.42	18.289	6.10	20.451	18.65	18.875	9.50	18.589	7.84	NC
	10.458	0.750	7.728	<b>9.299</b>	10.869	16.88	8.600	-7.52	10.849	16.67	9.935	6.84	8.829	-5.05	NC
	16.511	0.392	1.641	<b>34.474</b>	31.280	-9.26	27.742	-19.53	31.035	-9.98	29.066	-15.69	27.993	-18.80	C
	17.007	0.452	13.767	<b>20.321</b>	19.491	-4.08	16.924	-16.72	19.309	-4.98	17.913	-11.85	16.638	-18.12	NC
	24.081	0.376	2.268	<b>47.628</b>	46.010	-3.40	42.259	-11.27	45.764	-3.91	43.823	-7.99	41.573	-12.71	C
	Dev. Promedio [%] = $\frac{\sum_{i=1}^n  Dev(i) }{n}$						<b>15.46</b>		<b>8.86</b>		<b>14.06</b>		<b>9.19</b>		<b>9.54</b>

Como en el caso anterior, los resultados obtenidos por la simulación numérica son muy satisfactorios tanto para los casos de flujo crítico o estrangulado como para los casos de flujo no crítico. Teniéndose en general errores inferiores a un 10% para prácticamente todos los casos comparados.

### 3.7.3. Comparación con resultados experimentales de Mikol [Mikol, 1963]

Las *Figuras 3.7.3.1* muestran gráficamente los resultados experimentales de Mikol [Mikol, 1963] para estado permanente y dos fluidos refrigerantes (R12 y R22) a través de un tubo capilar adiabático comparados con los resultados numéricos obtenidos con el modelo de flujo no homogéneo. Las condiciones de contorno, así como la geometría de los tubos capilares utilizados se especifican a continuación:

- Caso 1:
  - Geometría:  $L=1.829\text{m}$ ,  $D=1.41\text{mm}$ ,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=3.8 \times 10^{-4}$
  - Fluido: R12
  - Condiciones de contorno:

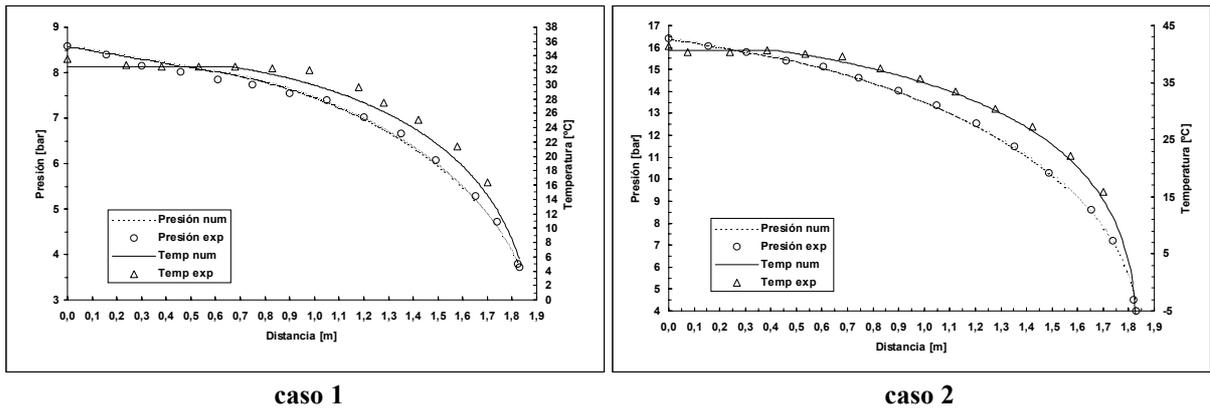
Pared del tubo: adiabática ( $\dot{q}_w = 0$ ).

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=T_{sat}(p=8.03\text{ bar})=32.781^\circ\text{C}$  según REFPROP  $p_{in}=8.58\text{ bar}$ ,  
 $p_{out}=3.72\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)

- Caso 2:
  - Geometría:  $L=1.829\text{m}$ ,  $D=1.41\text{mm}$ ,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=3.8 \times 10^{-4}$
  - Fluido: R22
  - Condiciones de contorno:

Pared del tubo: adiabática ( $\dot{q}_w = 0$ ).

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=T_{sat}(p=15.58\text{ bar})=40.65^\circ\text{C}$  según REFPROP  $p_{in}=16.41\text{ bar}$ ,  
 $p_{out}=4.0\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)



**Figuras 3.7.3.1. Distribución de temperaturas y presiones a lo largo del capilar, tanto obtenidas de manera experimental como con resultados numéricos.**

Los flujos máscicos calculados numéricamente son 20.52 [kg/h] y 30.67 [kg/h], contra los resultados experimentales de Mikol, 21.23 [kg/h] y 30.70 [kg/h] respectivamente para el caso 1 y 2. Los resultados numéricos dan una discrepancia de 3.34 y 0.10 % con respecto al valor experimental. En las Figuras 3.7.3.1 se observa un buen grado de aproximación entre los resultados numéricos y experimentales en la distribución de presión y temperatura a lo largo del capilar.

### 3.7.4. Comparación con resultados experimentales de Li et al. [Li, 1990]

Las Figuras 3.7.4.1 muestran gráficamente los resultados experimentales de Li et al. [Li, 1990] para estado permanente y el refrigerante R12 a través de un tubo capilar adiabático comparados con los resultados numéricos obtenidos con el modelo de flujo no homogéneo. Las condiciones de contorno, así como la geometría de los tubos capilares utilizados se especifican a continuación:

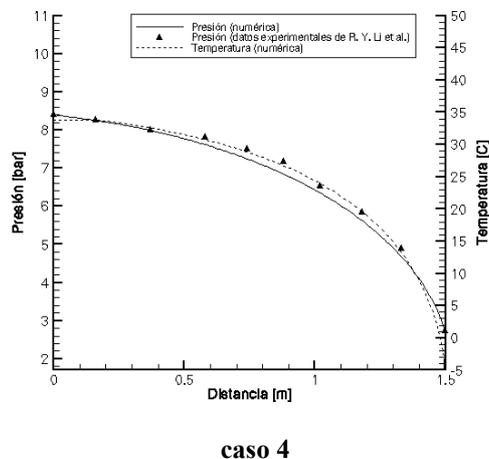
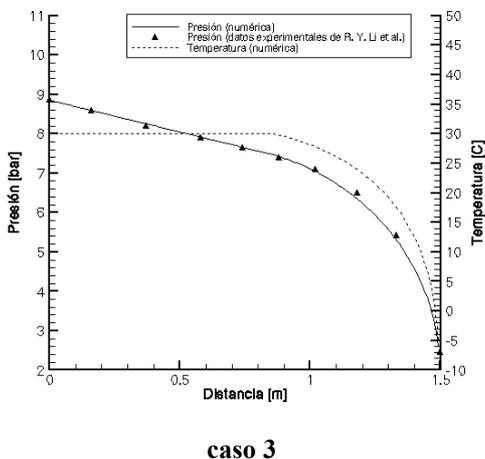
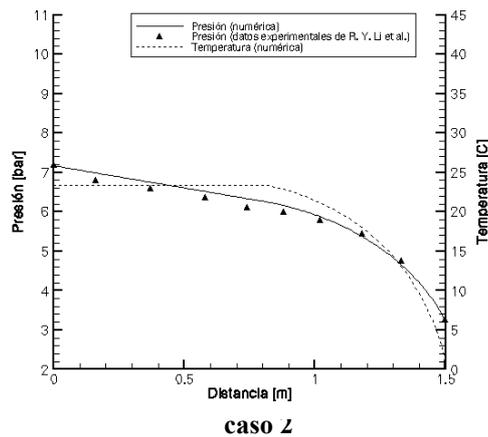
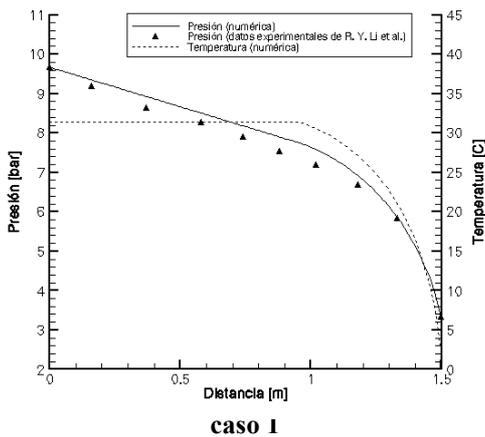
- Geometría del capilar:  $L=1.5\text{m}$ ,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=3\times 10^{-3}$ , Caso 1-2  $D=0.66\text{mm}$ , Caso 3-4  $D=1.17\text{mm}$ .
- Fluido utilizado: R12
- Pared del tubo: adiabática ( $\dot{q}_w = 0$ ).
- Caso 1:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=31.4^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=9.67\text{ bar}$ ,  $p_{out}=3.33\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)
- Caso 2:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=23.4^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=7.17\text{ bar}$ ,  $p_{out}=3.25\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)
- Caso 3:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=30^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=8.85\text{ bar}$ ,  $p_{out}=2.45\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)
- Caso 4:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=33.8^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=8.4\text{ bar}$ ,  $p_{out}=2.73\text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)



**Figuras 3.7.4.1. Distribución de presiones a lo largo del capilar, tanto obtenidas de experimental como con resultados numéricos y distribución de temperaturas obtenido numéricamente.**

Los flujos máscicos calculados numéricamente son 3.87 [kg/h], 2.81 [kg/h], 15.39 [kg/h] y 11.42 [kg/h], contra los resultados experimentales reportados por Li et al., que son 4.07 [kg/h], 3.04 [kg/h], 15.65 [kg/h] y 12.25 [kg/h] para el caso 1, 2, 3 y 4 respectivamente. Por lo que los resultados numéricos dan una discrepancia de 4.91, 7.56, 1.66 y 6.77 % con respecto al valor experimental. En las *Figuras 3.7.4.1* se observa un buen grado de aproximación en la distribución de presión a lo largo del capilar, entre los resultados numéricos y experimentales. En las mismas gráficas se muestra además la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del capilar obtenidas numéricamente.

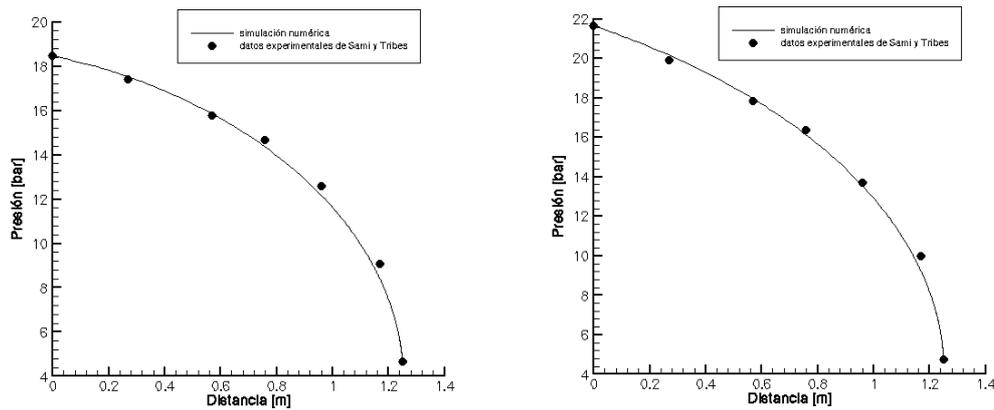
### 3.7.5. Comparación con resultados experimentales de Sami y Tribes [Sami, 1998]

Las *Figuras 3.7.5.1* muestran gráficamente los resultados experimentales de Sami y Tribes [Sami, 1998] para un capilar adiabático en estado permanente por el que circula una mezcla binaria de refrigerantes (el refrigerante R410A que es una mezcla de R32/R125 en una proporción de 50% en masa de cada componente). En la misma gráfica se presentan los resultados numéricos obtenidos con el modelo de flujo no homogéneo y las correlaciones para la evaluación de la pérdida de carga y fracción volumétrica de vapor consideradas como estándar en la simulación (ver *sección 2.3. Evaluación de coeficientes empíricos*). Cabe resaltar que para el caso 1, según las condiciones de presión de entrada sacada a partir de la Figura 5 del artículo de Sami y Tribes y de la temperatura de entrada dada por los autores ( $T_{in}=30.5^{\circ}\text{C}$  y  $p_{in}=18.478$  bar), la condición de entrada para el fluido, según las propiedades termofísicas sacadas a partir del programa REFPROP v5.0, son las de un vapor recalentado y la temperatura de saturación aproximada para esta presión se sitúa en torno a los  $29^{\circ}\text{C}$ . Por lo tanto, y dado que se indica que el fluido entra  $1^{\circ}\text{C}$  por debajo de su temperatura de saturación, se ha tomado como  $T_{in}=28^{\circ}\text{C}$ . Los demás datos de ambos casos están sacados íntegramente del artículo citado. Las condiciones de contorno, así como la geometría de los tubos capilares utilizados se especifican a continuación:

- Geometría del capilar:  $L=1.25\text{m}$ ,  $D=1.9\text{mm}$ ,  $\theta=0^{\circ}$ ,  $\xi/D=1.3 \times 10^{-2}$
- Fluido utilizado: R410A (R32/R125 – 50%/50% en masa)
- Pared del tubo: adiabática ( $\dot{q}_w = 0$ ).
  
- Caso 1:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=28^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{in}=18.478$  bar,  $p_{out}=4.689$  bar (entra como líquido subenfriado)
  
- Caso 2:
  - Condiciones de contorno:
 

Fluido( $z=0$ ):  $x_{gin}=0.019$ ,  $p_{in}=21.65$  bar,  $p_{out}=4.757$  bar (entra como líquido+vapor)



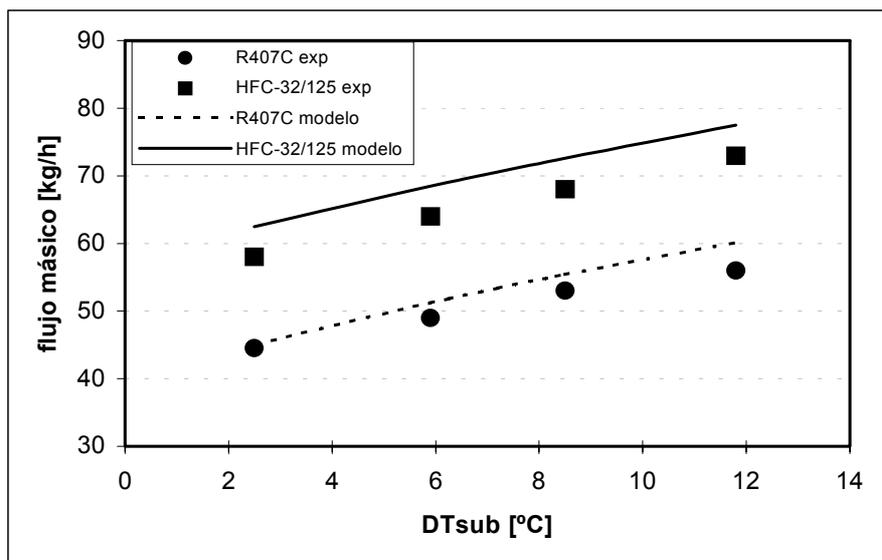
**Figuras 3.7.5.1. Distribución de presiones a lo largo del capilar, tanto obtenidas de manera experimental como con resultados numéricos.**

Los flujos máscicos calculados numéricamente para esta mezcla de refrigerante binario (R410A) son 56.0 [kg/h] y 55.9 [kg/h], contra los resultados experimentales reportados por Sami y Tribes [Sami, 1998], que son 57.9 [kg/h] y 58.0 [kg/h] para el caso 1 y 2 respectivamente. Los resultados numéricos dan una discrepancia de 3.23 y 3.54 % con respecto al valor experimental. En las *Figuras 3.7.5.1* se observa un buen grado de aproximación en la distribución de presión a lo largo del capilar.

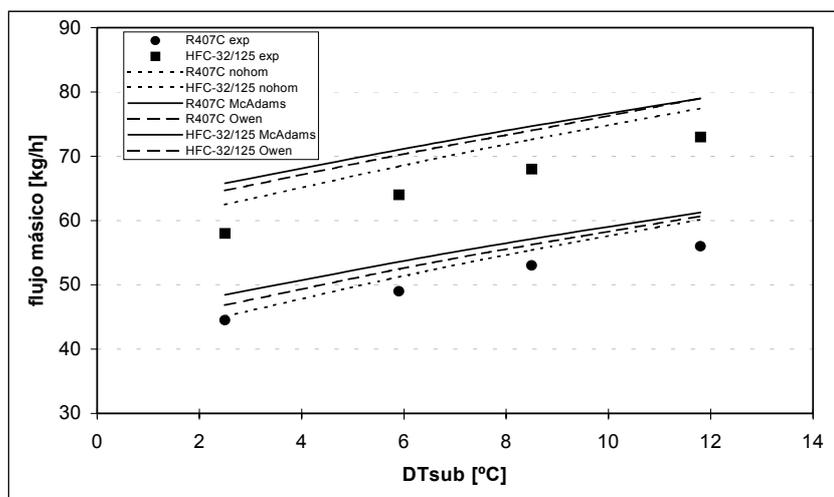
### 3.7.6. Comparación con resultados experimentales de Chang y Ro [Chang, 1996]

La siguiente comparación del modelo es también con tubos capilares que utilizan mezclas de refrigerantes. Los resultados experimentales fueron obtenidos por Se-Dong Chang y Sung Tack Ro [Chang, 1996]. En las *Figuras 3.7.6.1* y *3.7.6.2* se muestra la comparación entre los resultados numéricos y los experimentales con R407C (mezcla ternaria de HFC-32/125/134a [23/25/52% en masa]), y una mezcla binaria de HFC-32/125 (60/40% en masa). Según datos sacados del mismo artículo, el diámetro del capilar es 1.6 mm, su longitud 1.5 m, la rugosidad  $0.6894 \times 10^{-6}$  m. La temperatura de evaporación es de 45°C, que corresponde según las propiedades obtenidas con el REFPROP v5.0 aproximadamente a 18.672 [bar] para el R407C y 27.686 [bar] para la mezcla de HFC-32/125.

Todos los casos experimentados en el artículo se dice que son críticos (estrangulados) por lo que la condición de presión a la salida no afectará el resultado, siempre y cuando se tenga un flujo estrangulado. En la gráfica puede observarse igualmente la influencia del grado de subenfriamiento ( $DT_{sub}$ ) en el flujo máscico que pasa a través del capilar.



**Figura 3.7.6.1** Comparación de resultados experimentales y numéricos utilizando el modelo no homogéneo, para el R407C y una mezcla de HFC-32/125. Para distintos grados de subenfriamiento.

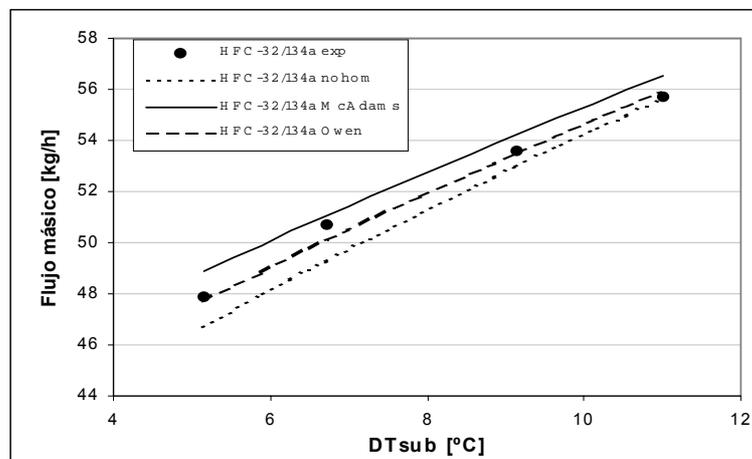


**Figura 3.7.6.2** Comparación de resultados experimentales y numéricos utilizando el modelo no homogéneo y modelos homogéneos, para el R407C y una mezcla de HFC-32/125. Para distintos grados de subenfriamiento.

El error global para el caso del modelo no homogéneo respecto al R407C es de un 4.44 %, mientras que para el HFC-32/125 es de un 6.89 %, en los modelos de flujo homogéneo el error global para R407C son de 8.87 % y 6.70 % utilizando las correlaciones de McAdams y Owen para la viscosidad bifásica ( $\mu_{tp}$ ) respectivamente, mientras que para el HFC-32/125 son de 10.61 % y 9.56 %. Los resultados anteriores indican que el modelo también es capaz de predecir mezclas binarias y ternarias de refrigerantes con una exactitud aceptable.

Otra comparación que se presenta entre los resultados experimentales obtenidos por Chang y Ro [Chang, 1996], es para la mezcla de HFC32/134a (30/70% en masa), utilizando el mismo capilar descrito anteriormente y las condiciones de los ejemplos anteriores (una temperatura de evaporación de 45°C que corresponde según las propiedades obtenidas con el REFPROP v5.0 aproximadamente a 17.356 [bar] para la mezcla de HFC-32/134a). Los resultados se muestran en la *Figura 3.7.6.3*.

De la *Figura 3.7.6.3* y los valores calculados con el modelo se tiene que el error en comparación con los valores experimentales es de un 1.6% para el modelo no homogéneo, mientras que para los modelos de flujo homogéneo son de 1.39 % y 0.51 % utilizando las correlaciones de McAdams y Owen respectivamente. Como se puede observar, los resultados obtenidos con el modelo en esta mezcla binaria (HFC32/134a) son bastante aceptables.



**Figura 3.7.6.3** Comparación de resultados experimentales y numéricos utilizando el modelo no homogéneo y modelos homogéneos, para una mezcla de HFC-32/134a.

### 3.8. Resultado ilustrativo de capilar no adiabático

Las *Figuras 3.8.1* muestran gráficamente los resultados de la distribución a lo largo del capilar de la temperatura, presión y fracción másica de vapor, tanto de un capilar adiabático como de uno no adiabático. Para el caso del capilar no adiabático, se considera que es no adiabático para la región de entrada ( $0 < z < 0.5$  m) y adiabático el resto. La temperatura de pared para la zona no adiabática es fijada en 20°C. Las condiciones de la simulación son las mismas que para el caso 1 de comparación con los resultados experimentales de Mikol [Mikol, 1963] para estado permanente (ver *sección 3.7.3*). Las condiciones de contorno para ambos casos, así como la geometría de los tubos capilares utilizados se especifican a continuación:

- Caso 1:
  - Geometría:  $L=1.829$ m,  $D=1.41$ mm,  $\theta=0^\circ$ ,  $\xi/D=3.8 \times 10^{-4}$
  - Fluido: R12

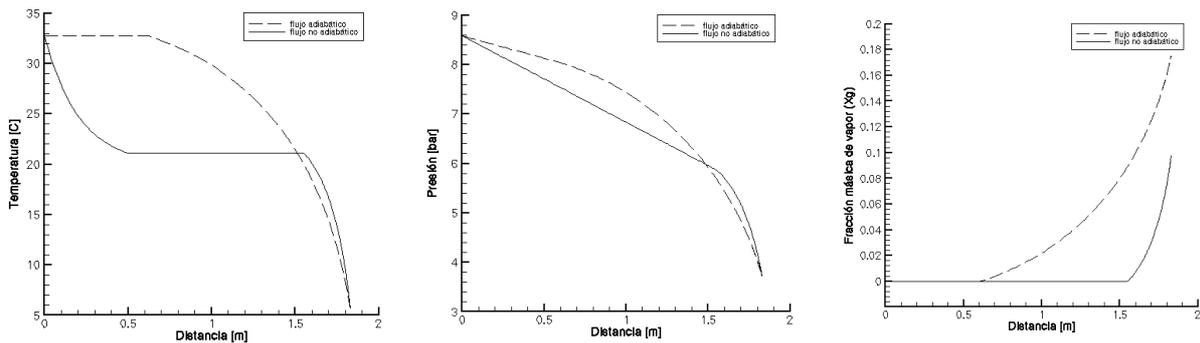
- Condiciones de contorno:

Pared del tubo:

capilar adiabático: adiabática ( $\dot{q}_w = 0$ ).

capilar no adiabático:  $T_w=20^\circ\text{C}$  ( $0 < z < 0.5$ );  $\dot{q}_w = 0$  (para el resto).

Fluido( $z=0$ ):  $T_{in}=T_{sat}(p=8.03 \text{ bar})=32.781^\circ\text{C}$  según REFPROP  $p_{in}=8.58 \text{ bar}$ ,  
 $p_{out}=3.72 \text{ bar}$  (entra como líquido subenfriado)



**Figura 3.8.1** Resultado ilustrativo de la distribución de temperatura, presión y fracción másica de vapor para el caso de un capilar adiabático y uno no adiabático en su sección de entrada.

**Tabla 3.8.1** Resultados complementarios

Capilar	$\dot{m}$ [kg/h]	$X_{gout}$
Flujo adiabático	20.488	0.175
Flujo no adiabático	29.741	0.098

La *Tabla 3.8.1* muestra algunos resultados numéricos complementarios. En el caso del capilar no adiabático, la temperatura de pared inferior a la de la entrada del fluido produce un grado de subenfriamiento considerable en la región de líquido, lo que provoca un retraso importante del punto de evaporación. Como consecuencia, la zona de líquido que ofrece menos pérdida de carga por unidad de longitud se incrementa, lo que provoca un incremento en el flujo másico que pasa a través del capilar y un decremento en la fracción másica de vapor a la salida. Estos dos efectos combinados hacen que se pueda incrementar la capacidad frigorífica de una unidad que tiene incorporado un tubo capilar. Con tal de conseguir un efecto similar existen capilares que en su sección de entrada son realmente un intercambiador de calor con el capilar en su parte interior y en la exterior un fluido con menor temperatura que la de las condiciones del capilar a la entrada (normalmente se hace pasar el flujo que va a la aspiración del compresor, aprovechando de esta manera su baja temperatura).

## **Conclusiones**

*Se ha desarrollado un método de análisis para el comportamiento de dispositivos de expansión de tipo capilar por medio de un análisis unidimensional de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía). Con este modelo se pueden analizar tanto las situaciones de flujo crítico (ó flujo estrangulado) como de flujo no crítico. La simulación se ha implementado en base a la formulación de las ecuaciones gobernantes en volúmenes de control. Las diferentes comparaciones entre resultados disponibles en la literatura y el modelo numérico desarrollado demuestran que el modelo da una muy buena aproximación de los resultados obtenidos experimentalmente tanto de variables globales como de distribuciones de las variables a lo largo del tubo capilar. Cabe resaltar además que para los casos estudiados se han obtenido mejores resultados utilizando un modelo de flujo no homogéneo que con el tradicional modelo de flujo homogéneo.*

## Nomenclatura

$\dot{m}$	flujo másico o caudal [kg/s]
$\dot{q}$	flujo de calor por unidad de área [W/m <sup>2</sup> ]
D	diámetro [m]
Dev	desviación
DT <sub>sub</sub>	grados de subenfriado [°C]
exp	experimental
f <sub>N_R</sub>	exponente de cambio de variable del flujo másico
G	flujo de velocidad [kg/m <sup>2</sup> s]
h	entalpía [J/kg]
h <sub>fg</sub>	calor latente de cambio de fase [J/kg]
k	factor de concentración de malla
L	longitud [m]
m	masa [kg]
n	número de volúmenes de control
nohom	no homogéneo
num	numérico
P	perímetro [m]
p	presión [Pa]
Re	número de Reynolds (GD/μ)
s	entropía [W/K]
T	temperatura [K]
t	tiempo [s]
VC	volumen de control
x <sub>g</sub>	fracción másica de vapor o calidad
z	coordenada axial

## *Símbolos griegos*

ΔT <sub>sub</sub>	grados de subenfriado [°C]
Δt	incremento de tiempo [s]
Δz	tamaño de la discretización espacial ó del VC [m]
ε <sub>g</sub>	fracción volumétrica de vapor
μ	viscosidad dinámica [Pa s]
θ	ángulo [rad]
ρ	densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
v	velocidad [m/s]
ξ	rugosidad absoluta [m]

## *Subíndices*

g	gas o vapor
i	entrada del VC
i+1	salida del VC
in	entrada
l	líquido
out	salida
sat	saturación
tp	dos fases
w	pared

### Referencias del Capítulo 3:

- Bolstand, M. M. and Jordan, R. C. (1948)**, *Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device*, Refrigerating Engineering, pp. 519-552.
- Chang, Se-Dong and Tack Ro, Sung. (1996)**, *Experimental and Numerical Simulation on Adiabatic Flow of HFC Mixtures in Capillary Tubes*, Proceedings of the International Refrigeration Conference at Purdue, Indiana, pp. 83-88.
- Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestril, M., Soldaini, G. and Zavalluilli, R. (1960)**, *Two-phase Cooling Experiments Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements*, *Energia Nucleare*, vol. 7, pp. 407-425.
- Escanes, F, Pérez-Segarra, C. D., Oliva, A. (1995)**, *Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices*, International Journal of Refrigeration, vol. 18, No. 2, pp. 113-122.
- Hewitt, G. F. (1983)**, *Gas-Liquid flow*, Heat Exchanger Design Handbook E. U. Schlünder et al. (eds) Hemisphere Publishing Corporation, Washington (1983) sec 2.5.1.
- Hsu, Y. Y. and Graham, R. W. (1976)**, *Transport Processes in Boiling Two-Phase Systems*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Kuehl, S. J. and Goldschmidt, V. W. (1990)**, *Steady Flows of R-22 Through Tubes: Test Data*, ASHRAE Transactions, vol. 96, part I, pp. 719-728.
- Li, R. Y., Lin, S. and Chen, Z. H. (1990)**, *Numerical Modeling of Thermodynamic Non-equilibrium Flow of Refrigerant Through Capillary Tubes*, ASHRAE Transactions, No. 96, pp.542-549
- Lin S., Kwok, C. C. K., Li, R. Y., Chen, Z. H. and Chen, Z. Y. (1991)**, *Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes*, Int. J. Multiphase Flow, Vol.17, No.1, pp95-102.
- Maczeh, K., Krolicki, Z. and Sochanecka, E. (1983)**, *Model of Throttling Capillary Tube With Metastable Process*, XIVth International Congress of Refrigeration, Paris, Proc, Commission B2, vol. 2, pp. 699-707.
- Melo, C., Ferreira, R. T. S., Neto, C. B., Gonçalves, J. M., Pereira, R. H. and Thiessen, M. R. (1994)**, *Evaluation of HC-600<sup>o</sup>, R134a and CFC-12 Mass Flow Rates Through Capillary Tubes*, New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, IIR Meeting, 10-13 May 1994, Hannover, Germany.
- Mikol, E. P. (1963)**, *Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes*, ASHRAE JOURNAL (Nov. 1963), pp.75-86.
- Murphy, W. E. and Goldschmidt, V. W. (1985)**, *Cyclic Characteristics of a Residential Air Conditioner. Modeling of Start-up Transient*, ASHRAE Transactions, vol. 91, part 2, pp. 427-444.
- Pate, M. B. and Tree, D. R. (1983)**, *A Two-phase Flow Model for a Capillary Tube with Flashing and Heat Exchange*, Heat Exchangers for Two-phase Applications, ed. By Kitto, J. B. et al., ASME, HTD-27, pp. 75-80.
- REFPROP v5.0 (Feb 1996)**, *NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database*, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, MD 20899, USA.
- Sami, S. M. and Tribes, C. (1998)**, *Numerical Prediction of Capillary Tube Behaviour with Pure and Binary Alternative Refrigerants*, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 6, pp. 491-502.
- Schulz, U. W. (1987)**, *Ph.D Thesis*, University of Essen, Untersuchung des Expansionsprozesses nichtazeotroper Kaeltemittelgemische im Kappillarrohr Kaeltetechnischer Anlagen, published by C. F. Müller Verlag, Karlsruhe.
- Whitesel, H. A. (1957)**, *Capillary Two-phase Flow*, part II, Refrigerating Engineering (Sept. 1957), pp.35-40.
- Wijaya, H. (1992)**, *Adiabatic capillary Tube Test data for HFC-134a*, Proceedings of the IIR-Purdue Refrigeration Conference, vol. 1., pp. 63-71, West Lafayette, Indiana.
- Yilmaz, T. And Ünal, S. (1996)**, *General Equation for the Design of Capillary Tubes*, Journal of Fluids Engineering, vol.118, pp. 150-154.

# Capítulo 4

---

## APLICACIÓN A LA SIMULACIÓN DE CONDENSADORES Y EVAPORADORES DE TIPO TUBULAR CONCÉNTRICO

---

### Resumen

*Este capítulo se ocupa de la simulación fluido-dinámica y térmica del comportamiento de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico (doble tubo). Las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido (continuidad, cantidad de movimiento y energía), tanto en el interior del tubo como en el ánulo, así como la ecuación de la energía para las paredes del tubo y en caso de que exista del aislante, se resuelven de manera iterativa mediante un algoritmo segregado. Se utiliza una formulación unidimensional y transitoria en las zonas de flujo de fluido y un esquema numérico del tipo central difference implícito en los tubos y el aislante. Además, se realiza un análisis de los diferentes parámetros utilizados en la discretización, se comparan los resultados obtenidos por el modelo con resultados experimentales realizados ex profeso para este fin y se dan algunos resultados ilustrativos de la solución de condensadores o evaporadores utilizando diferentes fluidos refrigerantes.*

### 4.1. Introducción

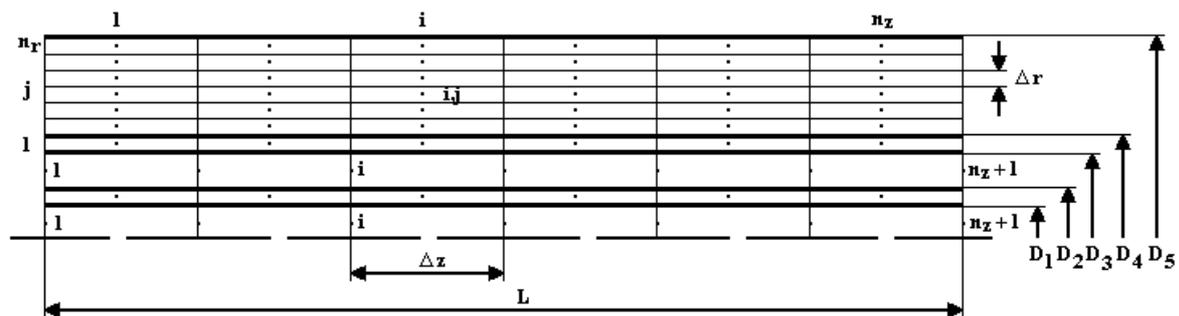
La optimización de la eficiencia de los intercambiadores de calor y, por lo tanto, el consumo energético de los equipos térmicos donde están integrados, requiere de métodos precisos de predicción de su comportamiento térmico y fluido-dinámico. Esto es particularmente aplicable a situaciones con flujo bifásico en el interior de tubos y canales, como son los intercambiadores tubular concéntricos (doble tubo), los intercambiadores compactos, etc.

La dificultad del diseño de los intercambiadores de calor en aspectos tales como geometrías complejas y estructuras de flujo, hace que las posibilidades de obtener resultados analíticos sin asumir grandes hipótesis restrictivas sean muy limitadas (ejemplo, aproximaciones analíticas como los métodos del factor  $F$ ,  $\epsilon$ -NTU, etc.). La utilización de métodos numéricos permite la solución de las ecuaciones gobernantes y, por tanto, la simulación de estos equipos, con un grado considerablemente menor de restricciones.

El objetivo de este capítulo es desarrollar e implementar criterios numéricos que permitan la simulación en régimen permanente y transitorio del comportamiento térmico y fluido-dinámico de intercambiadores tubulares concéntricos (doble tubo), dejando como caso particular tubos aislados en el interior de los cuales puede existir un flujo bifásico.

## 4.2. Formulación matemática e integración numérica

La *Figura 4.2.1* muestra la discretización espacial de un intercambiador de calor tubular concéntrico. Los nodos de discretización están localizados en las secciones transversales de entrada y salida para las zonas con flujo de fluido, mientras que para las zonas sólidas, los nodos de discretización están centrados en los volúmenes de control. El interior del tubo, el tubo interior y el ánulo contienen  $n_z$  volúmenes de control de longitud  $\Delta z$  y el tubo exterior más el aislante  $n_z n_r$  volúmenes de control, de longitud  $\Delta z$  y ancho  $\Delta r$ , siendo  $\Delta r = D_4 - D_3$  para  $j=1$  y  $(D_5 - D_4)/(n_r - 1)$  para  $j > 1$ .



**Figura 4.2.1. Distribución de los volúmenes de control y sus nodos correspondientes de discretización en un intercambiador de calor tubular concéntrico.**

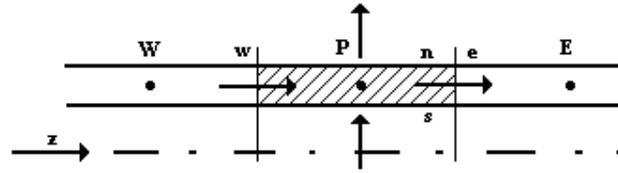
La solución transitoria se realiza cada incremento de tiempo  $\Delta t$ . Dependiendo de la evolución con el tiempo de las condiciones de contorno, puede ser seleccionado un valor constante o variable de  $\Delta t$ .

En el capítulo 2 se detalló la simulación para flujo bifásico en el interior de conductos que se utilizará nuevamente en este modelo (tanto en el flujo del fluido que circula en el interior del tubo como en el ánulo), por lo que en el presente capítulo se centrará en la discretización de los sólidos (pared de los tubos y aislante) y el algoritmo global de resolución. A continuación se presenta los modelos de conducción de calor utilizados en los elementos sólidos.

### Conducción de calor en los tubos

Para escribir la ecuación de conducción de calor, se ha asumido una distribución de temperaturas unidimensional y se ha despreciado el calor intercambiado por radiación. Un volumen de control característico

del tubo se muestra en la *Figura 4.2.2*, donde P es el nodo central y E y W los nodos vecinos, siendo “e”, “w”, “n” y “s” las caras del volumen de control.



**Figura 4.2.2. Flujo de calor en un elemento tubular**

Integrando la ecuación de la energía sobre el volumen de control mostrado en la *Figura 4.2.2*, se obtiene la siguiente ecuación:

$$(\tilde{q}_s P_s - \tilde{q}_n P_n) \Delta z + (\tilde{q}_w - \tilde{q}_e) A = m \frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} \quad (4.2.1)$$

donde  $\tilde{q}_s$  y  $\tilde{q}_n$  se han evaluado a partir de sus respectivos coeficientes superficiales de transferencia de calor en convección forzada y/o cambio de fase y los flujos de calor por conducción se evalúan a partir de la ley de Fourier, esto es:

$$\tilde{q}_e = -\lambda_e (\partial T / \partial z)_e \quad \text{y} \quad \tilde{q}_w = -\lambda_w (\partial T / \partial z)_w$$

La formulación de los calores de conducción en los volúmenes de control de los extremos es ligeramente diferente para tener en cuenta las condiciones de contorno de calor o temperatura (como se describe en la *sección Calor axial en las uniones*).

Para la integración temporal de las ecuaciones gobernantes se ha hecho servir un esquema numérico transitorio de tipo implícito. Los términos transitorios de las ecuaciones gobernantes se discretizan mediante la siguiente aproximación:  $(\partial \phi / \partial t) \cong (\phi - \phi^0) / \Delta t$ , donde  $\phi$  representa una variable dependiente genérica ( $\phi = T, h, \lambda, \rho, \dots$ ). Los valores medios sobre un volumen de control se ha estimado como la media aritmética entre la secciones de entrada y salida, esto es:  $\tilde{\phi} \cong \bar{\phi} = (\phi_i + \phi_{i+1}) / 2$ . Las propiedades físicas medias se evalúan a sus correspondientes variables medias.

Aplicando las aproximaciones numéricas comentadas en el párrafo anterior, una ecuación de la forma siguiente se puede obtener para cada nodo de la malla de discretización:

$$aT_i = bT_{i+1} + cT_{i-1} + d \quad (4.2.2)$$

donde los coeficientes son,

$$a = \frac{\lambda_w A}{\Delta z} + \frac{\lambda_e A}{\Delta z} + (\alpha_s P_s + \alpha_n P_n) \Delta z + \frac{A \Delta z}{\Delta t} \rho c p \quad b = \frac{\lambda_e A}{\Delta z}$$

$$c = \frac{\lambda_w A}{\Delta z} \quad d = (\alpha_s P_s \bar{T}_{f,tubo} + \alpha_n P_n \bar{T}_{f,ánulo}) \Delta z + \frac{A \Delta z}{\Delta t} \rho c_p T_i^o$$

Estos coeficientes son aplicables para  $2 \leq i \leq n_z - 1$ ; para  $i=1$  e  $i=n_z$  se consideran coeficientes adecuados para tener en cuenta las condiciones de contorno de temperatura o calor axial de conducción.

### Conducción de calor en el aislante

Para escribir la ecuación de conducción de calor, se ha asumido una distribución de temperaturas tridimensional axialsimétrica y se ha despreciado el calor intercambiado por radiación. La misma ecuación de la energía (4.2.1) antes mencionada se puede aplicar sobre un volumen de control anular característico de la geometría del aislante, pero en este caso las caras sur y norte corresponden a una situación de conducción para un elemento interior y se evalúan a partir de la ley de Fourier:  $\tilde{q}_s = -\lambda_s (\partial T / \partial z)_s$  y  $\tilde{q}_n = -\lambda_n (\partial T / \partial z)_n$ . La cara sur de un volumen de control correspondiente al tubo,  $\tilde{q}_s$ , y la cara norte de un volumen de control de la parte exterior del aislante,  $\tilde{q}_n$ , se evalúan a partir de los correspondientes coeficientes superficiales de transferencia de calor por convección forzada y/o cambio de fase y por convección natural con el medio ambiente respectivamente.

La formulación de los flujos de calor por conducción en los volúmenes de control de los extremos es ligeramente diferente para tener en cuenta las condiciones de contorno de calor o temperatura.

Aplicando las aproximaciones numéricas comentadas anteriormente, una ecuación como la siguiente se puede obtener para cada nodo de la malla de discretización del aislante:

$$a_p T_{i,j} = a_e T_{i+1,j} + a_w T_{i-1,j} + a_n T_{i,j+1} + a_s T_{i,j-1} + d_p \quad (4.2.3)$$

donde,

$$a_w = \frac{\lambda_w A}{\Delta z}, \quad a_e = \frac{\lambda_e A}{\Delta z}, \quad a_n = \frac{\lambda_n P_n \Delta z}{\Delta r}, \quad a_s = \frac{\lambda_s P_s \Delta z}{\Delta r}, \quad d'_p = \frac{\rho c_p A \Delta z}{\Delta t}$$

$$a_p = a_w + a_e + a_n + a_s + d'_p, \quad d_p = d'_p T_{i,j}^o$$

Estos coeficientes son aplicables en el interior del dominio, es decir, de  $2 \leq i \leq n_z - 1$  y de  $2 \leq j \leq n_r - 1$ ; la conductividad térmica (correspondiente al aislante para estos volúmenes de control) en cada una de las caras se evalúa a la temperatura media de los nodos que separa. Para los volúmenes de control de la frontera se consideran coeficientes adecuados para tener en cuenta las diferentes condiciones de contorno:

- Para  $j=1$  se considera convección forzada en la cara sur, conductividad térmica en las caras este y oeste correspondientes al tubo y conductividad térmica en la cara norte correspondiente al aislante, evaluadas a la

temperatura media de los nodos que separan.

- Para  $j=n_r$  se considera tanto la convección natural con el medio ambiente (situación de convección natural en régimen laminar propuesta por Raithby y Hollands [Raithby, 1975], la información detallada de la correlación aparece en el ANEXO) como la conducción a través de la parte exterior del aislante de grueso  $\Delta r/2$ , con conductividad térmica evaluada a la temperatura del nodo.
- Para  $i=1$  e  $i=n_z$  se considera condición de contorno de calor o temperatura.

### Calor axial en las uniones

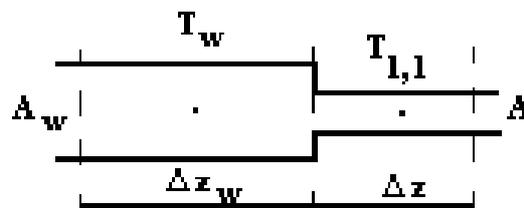
En este modelo, las condiciones de contorno en los extremos de cada elemento ( $z=0$  y  $z=L$ ) pueden seleccionarse como temperatura o calor dados, debido a que en un sistema completo los intercambiadores de tipo tubular concéntrico se encuentran unidos a otros elementos con los cuales se realiza un intercambio de calor entre sus elementos sólidos. Se tiene en cuenta el calor axial en base a considerar conocida la temperatura de un volumen de control inmediatamente anterior o posterior correspondiente al dominio del elemento o dispositivo contiguo. La *Figura 4.2.3* muestra la unión de un elemento al extremo  $z=0$  ( $i=1$ ), donde se indica este volumen de control especial, que no pertenece al dominio y que es caracterizado por una longitud  $\Delta z_w$ , una sección  $A_w$  y una temperatura  $T_w$ , calculada al resolver la ecuación de la energía para el tubo del elemento o dispositivo vecino.

Los coeficientes de discretización se pueden obtener a partir del cálculo del calor en la cara oeste ( $z=0$ ) son:

$$\dot{Q}_w = \frac{2\lambda_w}{\frac{\Delta z_w}{A_w} + \frac{\Delta z}{A}} (T_w - T_{i=1})$$

De la misma manera, en el extremo  $z=L$  ( $i=n_z$ ):

$$\dot{Q}_e = \frac{2\lambda_e}{\frac{\Delta z_e}{A_e} + \frac{\Delta z}{A}} (T_e - T_{i=n_z})$$



**Figura 4.2.3. Volumen de control adosado para considerar el calor axial en la unión  $z=0$ .**

## Resolución numérica y criterio de convergencia

En el caso de la tubería más el aislante, la discretización de la ecuación de la energía da un sistema de ecuaciones algebraicas que se resuelve haciendo servir un algoritmo Gauss Seidel apoyado en TDMA's en las direcciones axial y radial alternativamente [Patankar, 1980]; mientras que para el caso de un tubo, su resolución es directa aplicando un algoritmo TDMA. Las condiciones ambientales y la temperatura o el calor axial en los extremos ( $z=0$  y  $z=L$ ) se especifican como condiciones de contorno. El criterio de convergencia que se debe cumplir para los volúmenes de control de elementos sólidos es el siguiente:

$$\left| \frac{T_i - T_i^*}{T_i} \right| < \delta$$

El superíndice \* indica los valores de las variables en la iteración anterior y  $\delta$  la precisión impuesta.

### 4.3. Algoritmo de resolución

Las ecuaciones gobernantes correspondientes a cada zona del dominio, formuladas sobre volúmenes de control finitos, se resuelven de manera iterativa, en forma segregada, mediante un esquema numérico del tipo implícito, adoptando un esquema unidimensional para el tubo interior y los flujos del fluido dentro del tubo y del ánulo y bidimensional axialsimétrico para el tubo exterior y el aislante.

Para unas determinadas condiciones de contorno, el código desarrollado evalúa la distribución de las variables del flujo a lo largo del interior del tubo y el ánulo (temperatura, presión, velocidad, fracción másica de vapor, etc.), así como la distribución de temperaturas en los sólidos. Los parámetros característicos que definen una situación específica para ser analizada son:

- *Geometría*: longitud, diámetros de los dos tubos y el aislante, rugosidad de las paredes y disposición del flujo (paralelo o contra-corriente).
- *Condiciones de contorno*: distribución temporal de la temperatura o fracción de vapor y presión a la entrada tanto del tubo como del ánulo, flujo de calor axial o temperatura en los extremos del tubo.
- *Condiciones iniciales*: valores de todas las variables dependientes en cada punto de la malla de discretización para  $t=0$ .
- *Propiedades físicas*: tanto de los fluidos como de los materiales sólidos (tuberías y aislante).

Un esquema de la discretización de un evaporador o condensador de doble tubo se muestra en la *Figura 4.2.1*. El dominio se divide en volúmenes de control. Para cada volumen de control, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas mediante la discretización de las ecuaciones gobernantes (continuidad, cantidad de movimiento y energía).

En cada incremento de tiempo, el proceso de resolución se lleva a cabo en base a un algoritmo global que resuelve de forma segregada las diferentes zonas en que se divide el dominio (ver *Figura 4.2.1*). Que como ejemplo pueden ser, para intercambiadores de calor: evaporación o condensación dentro del tubo, flujo de líquido dentro del ánulo y conducción de calor en el tubo interior y en el tubo exterior aislado. Y en el caso de que la resolución sea solo un tubo aislado: evaporación, condensación o enfriamiento o calentamiento de un fluido sin cambio de fase dentro del tubo y conducción de calor en un tubo aislado o sin aislar. Los flujos dentro del tubo y en el ánulo se resuelven en base a un esquema numérico del tipo implícito por un método tramo a tramo (ver *sección 2.5.1. Métodos tramo a tramo (step by step)*) o bien por un método de corrección de presiones (ver *sección 2.5.2. Método de corrección de presiones del tipo SIMPLE*). Las correlaciones empíricas necesarias para este tipo de formulación: fricción, transferencia de calor por convección y fracción másica de vapor (en el caso de flujo bifásico de condensación o evaporación) son evaluadas, en cada sección transversal del conducto mediante correlaciones empíricas obtenidas de la bibliografía (ver *sección 2.3. Evaluación de coeficientes empíricos*). Para los dominios sólidos, tubo interior y tubo exterior aislante, el sistema de ecuaciones discretas, para la ecuación de la energía, se resuelven mediante un algoritmo numérico TDMA (Three-Diagonal Matrix Algorithm) para el tubo interior y uno tipo Gauss-Seidel apoyado en TDMA's en las direcciones radial y axial alternativamente [Patankar, 1980]. La convergencia de los diferentes bucles iterativos se controla mediante adecuados criterios de convergencia (ver *criterios de convergencia* para el método tramo a tramo, para el método de corrección de presiones y para la conducción en los elementos sólidos).

El acoplamiento para la resolución de un condensador o evaporador de doble tubo entre las cuatro subrutinas principales ha sido desarrollado de forma iterativa siguiendo los siguientes pasos [Escanes, 1995]:

- *Interior del tubo*, las ecuaciones son resueltas considerando una distribución de temperaturas en la pared del tubo como condición de contorno, evaluando la transferencia de calor convectiva, el factor de fricción y la fracción volumétrica de vapor (en los casos de flujo bifásico de condensación o evaporación) para cada volumen de control.
- *Interior del ánulo*, se sigue el mismo procedimiento que para el caso del interior del tubo, considerando además, la temperatura del tubo exterior como condición de contorno y evaluando el coeficiente superficial de transferencia de calor en cada volumen de control, tanto en el tubo interior como en el exterior. Se pueden utilizar expresiones para el cálculo del ánulo que aparecen en la bibliografía que son función del diámetro hidráulico para evaluar el factor de fricción y el coeficiente de transferencia de calor convectivo.
- *Tubo interior*, la distribución de temperaturas es evaluada utilizando los coeficientes superficiales de transferencia de calor calculados en los pasos anteriores junto con las ecuaciones de conducción necesarias.
- *Tubo exterior aislado*, se resuelve de manera bidimensional axial-simétrica, utilizando los coeficientes de transferencia de calor calculados en el ánulo y en el exterior.

Los pasos anteriores se realizan hasta alcanzar el criterio de convergencia deseado, que es que se cumpla para cada subrutina, con la precisión deseada. Las ecuaciones de conservación correspondientes a la situación de régimen permanente son las mismas sin considerar los términos de derivadas temporales, es decir, los términos acumulativos o transitorios.

## 4.4. Contrastación de resultados numéricos y experimentales

Para esta sección y debido a que existen pocos resultados experimentales del comportamiento térmico y fluido-dinámico de un condensador o evaporador de doble tubo en la literatura (donde se describan completamente las condiciones de contorno y se den resultados detallados de las variables de flujo), la comparación con datos experimentales se basa en la comparación con los resultados obtenidos por la unidad experimental construida ex profeso para este fin en el laboratorio (para más detalles ver *sección 6.2.3. Unidad experimental* de un sistema de refrigeración estándar de una sola etapa).

### 4.4.1. Comparación con resultados experimentales de la unidad con que cuenta el Laboratorio

Una comparación entre los resultado numéricos y experimentales para evaporador y condensador de doble tubo en un ciclo de refrigeración por compresión de una sola etapa utilizando como fluido refrigerante el R134a se muestran a continuación y se puede consultar en el artículo de Rigola et al. [Rigola, 1998].

Las condiciones de contorno durante el experimento y la geometría para ambos dispositivos se describen a continuación junto con la discretización y el criterio de convergencia utilizado en el modelo numérico:

#### Evaporador de doble tubo

- Geometría:  $L=6$  m,  $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5=8, 9.6, 16, 20, 58$  mm,  $\xi=1.5 \times 10^{-6}$  m,  $\theta=0^\circ$
- Configuración del flujo: flujo contracorriente
- Tubo: Fluido: R134a  
Condiciones de contorno ( $z=0$ ):  $T_{in}=-19.6^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=1.357$  bar,  $\dot{m}_{in}=6.33$  kg/h (líquido subenfriado)
- Ánulo: Fluido: agua ( $\text{H}_2\text{O}$ )  
Condiciones de contorno ( $z=L$ ):  $T_{in}=19.24^\circ\text{C}$ ,  $p_{in}=1.0$  bar,  $\dot{m}_{in}=3$  kg/h (líquido subenfriado)
- Pared del tubo:  
material: cobre  
Condiciones de contorno: extremos adiabáticos.
- Aislante: material: ARMAFLEX.
- Temperatura ambiente:  $22.63^\circ\text{C}$ .
- Parámetros numéricos:  $\delta=1 \times 10^{-7}$ ,  $n_z=400$ ,  $n_r=5$ .

#### Condensador de doble tubo

- Geometría:  $L=2$  m,  $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5=6, 8, 16, 20, 58$  mm,  $\xi=1.5 \times 10^{-6}$  m,  $\theta=0^\circ$
- Configuración del flujo: flujo contracorriente

- Tubo: Fluido: R134a  
Condiciones de contorno ( $z=0$ ):  $T_{in}=74.74^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{in}=13.87$  bar,  $\dot{m}_{in}=6.33$  kg/h (líquido subenfriado)
- Ánulo: Fluido: agua ( $\text{H}_2\text{O}$ )  
Condiciones de contorno ( $z=L$ ):  $T_{in}=23.07^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{in}=1.0$  bar,  $\dot{m}_{in}=4$  kg/h (líquido subenfriado)
- Pared del tubo:  
material: cobre  
Condiciones de contorno: extremos adiabáticos.
- Aislante: material: ARMAFLEX.
- Temperatura ambiente:  $22.63^{\circ}\text{C}$ .
- Parámetros numéricos:  $\delta=1 \times 10^{-7}$ ,  $n_z=400$ ,  $n_r=5$ .

Los resultados obtenidos, se dan a continuación en las *Tablas 4.4.1.1 y 4.4.1.2* para el evaporador y condensador de doble tubo respectivamente.

**Tabla 4.4.1.1 Condensador: resultado experimental vs. numérico (condiciones de contorno entre paréntesis).**

Resultados	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}_{aux,c}$ [kg/h]	$T_{c,i}$ [°C]	$T_{c,o}$ [°C]	$p_c$ [bar]
Experimental	74.74	24.75	6.33	4.00	23.07	24.72	13.87
Numérico	(74.74)	24.63	(6.33)	(4.00)	(23.07)	24.43	(13.87)

**Tabla 4.4.1.2 Evaporador: resultado experimental vs. numérico (condiciones de contorno entre paréntesis).**

Resultados	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}_{aux,e}$ [kg/h]	$T_{e,i}$ [°C]	$T_{e,o}$ [°C]	$p_e$ [bar]	$x_{gin}$
Experimental	-19.60	19.22	6.33	3.00	19.24	18.28	1.357	-
Numérico	(-19.60)	19.22	(6.33)	(3.00)	(19.24)	17.69	(1.357)	(0.272)

Las *Tablas 4.4.1.1 y 4.4.1.2* muestran resultados comparativos para el condensador y el evaporador. Como se puede ver existe una buena concordancia entre ambos resultados. Los valores  $T_{c,i}$ ,  $T_{c,o}$ ,  $T_{e,i}$ ,  $T_{e,o}$  son las temperaturas de entrada y salida en el circuito auxiliar del condensador y evaporador, y los flujos másicos en estos circuitos secundarios son  $\dot{m}_{aux,c}$  y  $\dot{m}_{aux,e}$ ; mientras que el flujo del refrigerante dentro del intercambiador se representa como  $\dot{m}$ .

Resultados obtenidos en la misma unidad experimental para el refrigerante R12 en los condensadores y evaporadores tubulares concéntricos, se dan en el artículo de Rigola et al. [Rigola, 1996].

## 4.5. Resultados ilustrativos

En esta sección se presentan resultados numéricos correspondientes a intercambiadores de calor tubulares concéntricos trabajando como un condensador o un evaporador, bajo diferentes condiciones de funcionamiento y en condiciones transitorias.

El primer ejemplo, considera la utilización de R134a como fluido de trabajo, mientras que el fluido secundario que circula por el ánulo es agua. Las soluciones analizadas corresponden a:

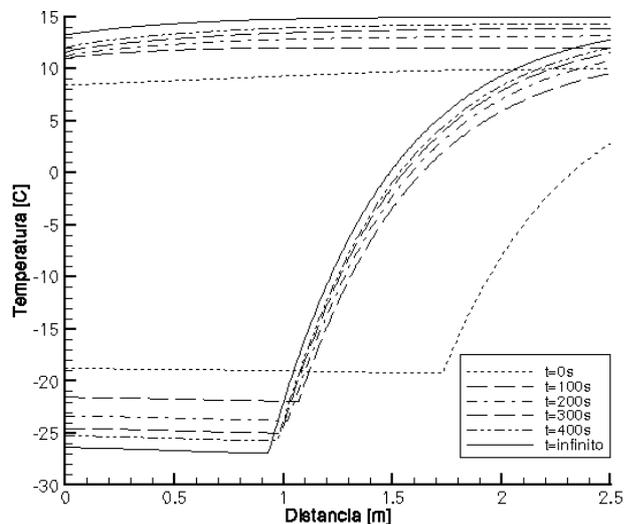
### Evaporador de doble tubo

- Geometría:  $L=2.5$  m,  $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5=6, 8, 16, 20, 58$  mm,  $\xi = 1.5 \times 10^{-6}$  m,  $\theta=0^\circ$
- Configuración del flujo: flujo contracorriente
- Tubo: Fluido: R134a  
Condiciones de contorno ( $z=0$ ):  $x_{g, in} = 0.2$ ,  $\dot{m}_{in} = 6.329$  kg/h (líquido + vapor)  
$$p_{in}(t) = p_\infty + (p_o - p_\infty) \exp(-t/t_o); \quad p_\infty = 1 \text{ bar}, p_o = 1.4 \text{ bar}, t_o = 200 \text{ s.}$$
- Ánulo: Fluido: agua ( $H_2O$ )  
Condiciones de contorno ( $z=L$ ):  $p_{in} = 1.0$  bar,  $\dot{m}_{in} = 180$  kg/h (líquido subenfriado)  
$$T_{in}(t) = T_\infty + (T_o - T_\infty) \exp(-t/t_o); \quad T_\infty = 15^\circ\text{C}, T_o = 10^\circ\text{C}, t_o = 200 \text{ s.}$$
- Pared del tubo:  
material: cobre  
Condiciones de contorno: extremos adiabáticos.
- Aislante: material: ARMAFLEX.
- Temperatura ambiente:  $22^\circ\text{C}$ .
- Parámetros numéricos:  $\delta = 1 \times 10^{-7}$ ,  $n_z = 400$ ,  $n_r = 5$ ,  $\Delta t = 10$  s.

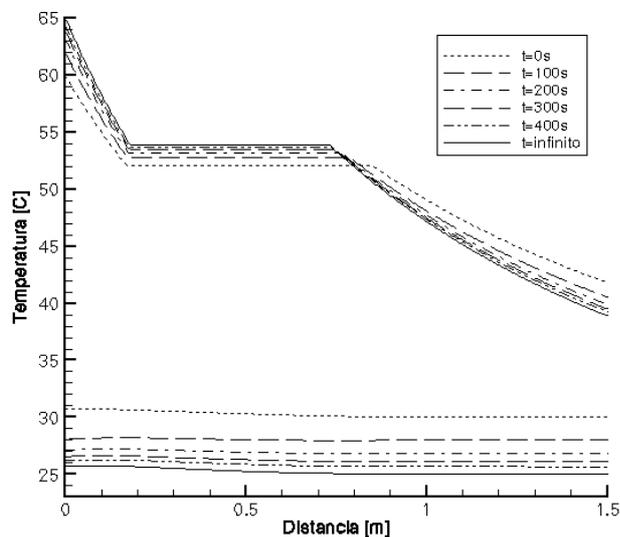
### Condensador de doble tubo

- Geometría:  $L=2.5$  m,  $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5=6, 8, 16, 20, 58$  mm,  $\xi = 1.5 \times 10^{-6}$  m,  $\theta=0^\circ$
- Configuración del flujo: flujo contracorriente
- Tubo: Fluido: R134a  
Condiciones de contorno ( $z=0$ ):  $\dot{m}_{in} = 6.329$  kg/h (vapor recalentado)  
$$p_{in}(t) = p_\infty + (p_o - p_\infty) \exp(-t/t_o); \quad p_\infty = 13.87 \text{ bar}, p_o = 14.5 \text{ bar};$$
  
$$T_{in}(t) = T_\infty + (T_o - T_\infty) \exp(-t/t_o); \quad T_\infty = 60^\circ\text{C}, T_o = 65^\circ\text{C}, t_o = 200 \text{ s.}$$
- Ánulo: Fluido: agua ( $H_2O$ )  
Condiciones de contorno ( $z=L$ ):  $p_{in} = 1.0$  bar,  $\dot{m}_{in} = 360$  kg/h (líquido subenfriado)  
$$T_{in}(t) = T_\infty + (T_o - T_\infty) \exp(-t/t_o); \quad T_\infty = 30^\circ\text{C}, T_o = 25^\circ\text{C}, t_o = 200 \text{ s.}$$
- Pared del tubo:  
material: cobre  
Condiciones de contorno: extremos adiabáticos.

- Aislante: material: ARMAFLEX.
- Temperatura ambiente: 25°C.
- Parámetros numéricos:  $\delta=1 \times 10^{-7}$ ,  $n_z=400$ ,  $n_r=5$ ,  $\Delta t=10s$ .



**Figura 4.5.1** Distribución de temperaturas dentro del tubo y el ánulo en un evaporador tubular concéntrico en diferentes instantes de tiempo

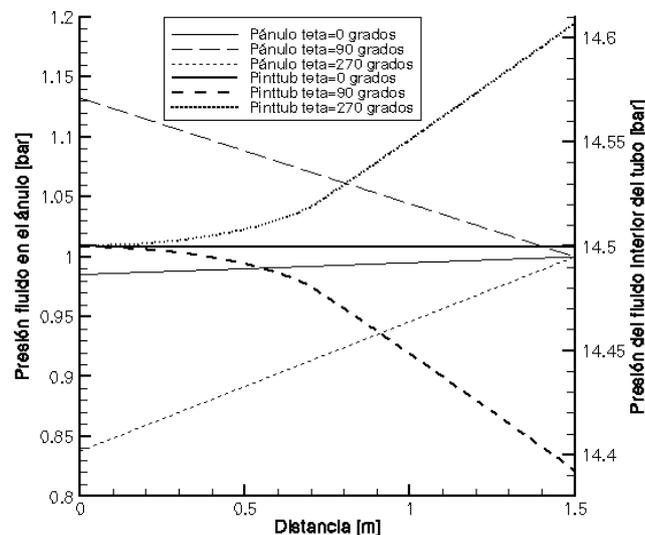


**Figura 4.5.2** Distribución de temperaturas dentro del tubo y el ánulo en un condensador tubular concéntrico en diferentes instantes de tiempo

Las Figuras 4.5.1 y 4.5.2 muestran la distribución de temperaturas del flujo dentro del tubo y en el ánulo, para el caso del evaporador y condensador de doble tubo respectivamente, a lo largo de un proceso transitorio. En estas gráficas se puede observar que el flujo bifásico se caracteriza por una ligera caída de la temperatura causada por la pérdida de carga. En la Figura 4.5.1 que representa el evaporador, se puede observar el punto donde se

presenta el “dry-out” como el punto donde la temperatura del ánulo cambia de pendiente, debido a la caída del coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo en este tipo de régimen de flujo.

La influencia de la inclinación de la unidad para el caso del condensador indicado anteriormente se ilustra en el siguiente ejemplo. Los resultados corresponden a la situación de estabilidad, con el ángulo de inclinación ( $\theta$ ) igual a 0, 90 y 270° (que corresponden a un condensador horizontal, un condensador vertical con flujo ascendente y un condensador vertical con flujo descendente respectivamente). La *Figura 4.5.3* muestra la distribución de presiones tanto en el flujo en el interior del tubo como en el ánulo, que como se puede observar con un ángulo de 90°, es decir flujo ascendente en condensador en posición vertical, la pérdida de carga aumenta por efectos de la fuerza de gravedad, mientras que para el caso de un ángulo de 270°, condensador vertical con flujo descendente, la presión a la salida es superior a la de la entrada por los efectos gravitatorios. Los resultados de temperatura son, sin embargo, muy similares a los mostrados en la *Figura 4.5.2* para los tres casos ya que las variaciones de presión presentes producen una variación mínima en las propiedades del fluido en el interior del tubo y en las correlaciones del coeficiente superficial de transferencia de calor, la fracción másica de vapor y el factor de fricción. Esto es debido al hecho de que el flujo másico en el interior del tubo es bastante elevado, cosa que no pasaría para flujos bajos, ya que en el caso de la tubería horizontal pueden presentarse estructura de flujo estratificado, mientras que en las verticales no.



**Figura 4.5.3 Distribución de presiones dentro del tubo y del ánulo en un condensador tubular concéntrico con diferentes ángulos de inclinación ( $\theta$ ).**

El siguiente ejemplo ilustrativo corresponde a un evaporador de doble tubo trabajando con amoníaco como fluido refrigerante. En este caso se presentan todas las zonas, desde líquido subenfriado a la entrada hasta vapor recalentado a la salida de la unidad. La situación analizada está definida con los siguientes parámetros:

- Geometría:  $L=6$  m,  $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5=6, 8, 16, 20, 25$  mm,  $\xi = 1 \times 10^{-6}$  m,  $\theta=0^\circ$
- Configuración del flujo: flujo contracorriente
- Tubo: Fluido: amoníaco ( $\text{NH}_3$ )  
Condiciones de contorno ( $z=0$ ):  $T_{in}=8$  °C,  $p_{in}=6.15$  bar,  $\dot{m}_{in}=6.329$ kg/h (líquido subenfriado)
- Ánulo: Fluido: agua ( $\text{H}_2\text{O}$ )  
Condiciones de contorno ( $z=L$ ):  $T_{in}=25$  °C,  $p_{in}=1.0$  bar,  $\dot{m}_{in}=360$ kg/h (líquido subenfriado)
- Pared del tubo:  
material: acero inoxidable  
Condiciones de contorno: extremos adiabáticos.
- Aislante: material: ARMAFLEX.
- Temperatura ambiente: 25°C.
- Parámetros numéricos:  $\delta=1 \times 10^{-7}$ ,  $n_z=400$ ,  $n_r=5$ , Estado permanente.

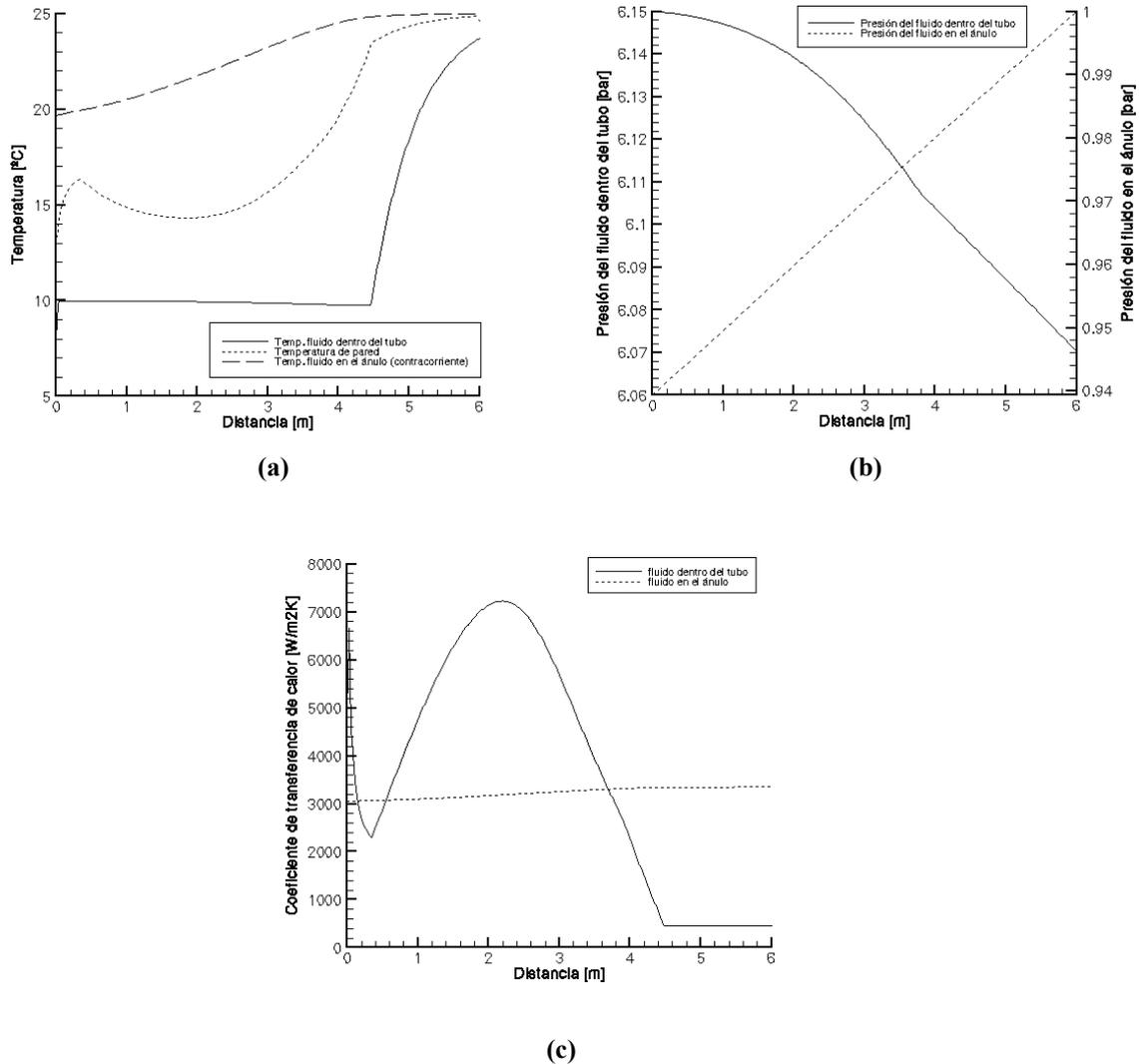


Figura 4.5.4. Distribución en el tubo y en el ánulo de la distribución de temperatura (a), presión (b) y del coeficiente de transferencia de calor (c) en un evaporador de doble tubo.

La *Figura 4.5.4* muestra la distribución de temperaturas del flujo en el interior del tubo y del ánulo y la temperatura de pared entre ambos. El flujo bifásico es caracterizado por una pequeña caída de temperatura debido a la caída de presión a través del tubo. La transición entre la región de líquido+vapor y de vapor sobrecalentado es detectado fácilmente como el punto donde la pendiente de la temperatura del líquido en el ánulo cambia repentinamente debido a la caída del coeficiente de transferencia de calor convectivo dentro del tubo. La distribución de temperaturas en la pared que muestra la *Figura 4.5.4a* se debe a que como muestra la *Figura 4.5.4c* mientras que el coeficiente de transferencia de calor en el ánulo permanece con pocas variaciones de su valor, en el refrigerante interior (amoníaco) existe una gran variación del mismo dependiendo la zona y el tipo de régimen de flujo en que se encuentre, de esta manera si el coeficiente de transferencia de calor es mayor en el refrigerante que en el agua, la temperatura de pared se aproximará a la temperatura del refrigerante, mientras que en caso contrario sucede al revés.

## **Conclusiones**

*Se ha desarrollado un método numérico para el análisis del comportamiento de condensadores y evaporadores de tipo tubular concéntrico (doble tubo) por medio de un análisis transitorio unidimensional de las ecuaciones gobernantes de flujo (continuidad, cantidad de movimiento y energía) en los fluidos y de la conducción de calor en los tubos y el aislante. La simulación se ha implementado en base a un esquema numérico implícito para el flujo en los fluidos dentro del tubo y en el ánulo y se ha empleado un esquema numérico implícito del tipo central difference en los sólidos. Las diferentes zonas que componen el equipo se resuelven iterativamente de una manera segregada. La comparación del modelo numérico con resultados experimentales ha dado buenos resultados, consolidando aún mas la confianza en las subrutinas desarrolladas. También se presenta un estudio paramétrico de condensadores y evaporadores de este tipo, trabajando con diferentes fluidos refrigerantes, en condiciones de estabilidad y transitorias y considerando aspectos tales como la inclinación de la unidad.*

## Nomenclatura

$\dot{Q}$	calor [W]
$\dot{q}$	flujo de calor [W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{m}$	flujo másico [kg/s]
A	área transversal [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	calor específico a presión constante [J/kgK]
D	diámetro [m]
h	entalpía específica [J/kg]
L	longitud [m]
m	masa [kg]
n	número de volúmenes de control de la discretización
P	perímetro [m]
p	presión [Pa]
T	temperatura [K]
t	tiempo [s]
$x_g$	fracción másica de vapor
z	coordenada axial

## Símbolos griegos

$\alpha$	coeficiente superficial de transferencia de calor [W/m <sup>2</sup> K]
$\Delta r$	grosor de un volumen de control (dirección radial)[m]
$\Delta t$	incremento de tiempo [s]
$\Delta z$	longitud de un volumen de control (dirección axial) [m]
$\delta$	precisión
$\phi$	variable independiente genérica ( $\phi=T, h, \lambda, \dots$ )
$\theta$	ángulo de inclinación [rad]
$\rho$	densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	conductividad térmica [W/mK]
$\xi$	rugosidad absoluta [m]

## Subíndices

aux,c	circuito auxiliar o secundario en el condensador
aux,e	circuito auxiliar o secundario en el evaporador
c	condensador
c,i	entrada fluido auxiliar condensador
c,o	salida fluido auxiliar condensador
e	evaporador
e,i	entrada fluido auxiliar evaporador
e,o	salida fluido auxiliar evaporador
f	fluido
i	índice de la ordenación nodal en la dirección axial
in	entrada
j	índice de la ordenación nodal en la dirección radial
n,s,e,w	caras norte, sur, este y oeste de un volumen de control
out	salida
p	nodo central
r	dirección radial
w	pared
z	dirección axial

#### Referencias del Capítulo 4:

**Escanes, F., Pérez-Segarra C. D. and Oliva, A. (1995)**, *Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Double-Pipe Condensers and Evaporators*, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, Vol.5, No.9, pp.781-795.

**Patankar, S. V. (1980)**, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.

**Raithby, G. D. and Hollands, G. T. (1975)**, *A General Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar and Turbulent Free Convection Problems*, Advances in Heat Transfer, ed. by Irvine, T. F., Jr. and Hartnett, J. P, vol. 11, Academic Press, New York.

**Rigola, J, Escanes, F., Oliva, A., Pérez-Segarra, D. (1996)**, *Numerical Study of a Single Stage Vapor Compression Refrigerant Using Non-Contaminant Refrigerants*, 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1, pp.77-82.

**Rigola, J., Pérez-Segarra, C. D., García-Valladares, O., Serra, J. M., Escribà, M., Pons, J. (1998)**, *Numerical Study and Experimental Validation of a Complete Vapour Compression Refrigerating Cycle*, 1998 International Refrigeration Conference at Purdue, Soedel, 1998, pp.201-206.