

CONDENSADORES DE TUBO CON ALETAS

OPTIMIZACIÓN MEDIANTE SISTEMA INTELIGENTE

Los autores **PIOTR, A. DOMANSKI** y **DAVID YASHAR**, del **HVAC&R Equipment Performance Group, National Institute of Standards and Technology, USA**, han presentado su trabajo de investigación sobre "**Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system**" en la revista *International Journal of Refrigeration*, vol.30-3.2007, publicación oficial del **IIR International Institute of Refrigeration (www.iifir.org) (iif-ir@iifir.org)**, editada por Elsevier. Por gentileza de sus autores publicamos a continuación el mencionado trabajo de investigación.

SINTESIS

La circuitería del refrigerante influye en la capacidad alcanzable del intercambiador de calor. Es típico que un ingeniero de proyecto especifique una circuitería y la valide utilizando un modelo de simulación o el ensayo en laboratorio. El proceso de optimización de la circuitería puede mejorarse recurriendo a las técnicas de búsqueda inteligente.

En este documento se presentan los experimentos con un novedoso módulo inteligente de optimización, ISHED (Sistema Inteligente para Diseño del Intercambiador de Calor: *Intelligent System for Heat Exchanger Design*), aplicado para maximizar la capacidad a través del diseño de circuitería en los condensadores de tubo con aletas. El módulo funciona en modo semi Darwiniano y busca los diseños de circuitería para el refrigerante que maximicen la capacidad del condensador para las condiciones especificadas de funcionamiento y las restricciones del diseño del bloque del condensador. Se han incluido ejemplos de los pasos de optimización para seis refrigerantes diferentes. El ISHED demostró la capacidad para generar arquitecturas de circuitería con capacidades iguales o superiores a las elaboradas manualmente, particularmente en casos que impliquen una distribución no uniforme del aire.

1. Introducción

Los evaporadores y los condensadores de tubo con aletas son los tipos predominantes de los intercambiadores de calor refrigerante-aire.

Su funcionamiento viene afectado por una multitud de parámetros de diseño, algunos de los cuales están limitados por la aplicación o por las capacidades disponibles de fabricación. Una vez que se han seleccionado las dimensiones exteriores del intercambiador de calor, el diámetro del tubo, el tubo y el espaciado de aleta, y las superficies de transmisión de calor, el ingeniero de proyecto necesita especificar la secuencia en la que se conectan los tubos para definir el

recorrido del flujo de refrigerante a través del serpentín, es decir la circuitería del refrigerante. El objetivo del ingeniero de proyecto es especificar una circuitería (sistema de circuitos) que maximice la capacidad del serpentín. El número de opciones de circuitería para el refrigerante es abrumador; por ejemplo, un intercambiador de tres hileras en fondo con 12 tubos por hilera tiene aproximadamente 2×10^{45} arquitecturas posibles de circuitería. Normalmente, el diseño de la circuitería se desarrolla en primer lugar basándose en la experiencia del ingeniero, ayudado por simulaciones complementarias del intercambiador de calor, realizadas manualmente. Resulta particularmente difícil diseñar una circuitería optimizada para el refrigerante si el flujo de aire no se distribuye uniformemente por toda la superficie del serpentín. En tal caso, el ingeniero de proyecto puede estar tentado de suponer un perfil de velocidad uniforme para el aire, lo que llevaría a una degradación en la capacidad [1].

Entre los documentos que consideran la optimización de la circuitería para el refrigerante, una evaluación analítica del número óptimo de secciones en paralelo en un evaporador ha mostrado que la capacidad máxima se obtiene cuando el descenso de la temperatura de saturación del refrigerante es del 33% de la diferencia media de temperatura entre el refrigerante y la pared del tubo [2]. Un estudio de simulación de seis disposiciones de circuitería llevó a la conclusión de que el área de la superficie de transmisión de calor puede reducirse en un 5% en todo el diseño adecuado para la circuitería del refrigerante, en comparación con las configuraciones comunes [3]. Otro estudio que considera el comportamiento de las alternativas con R22 en los condensadores demostró que refrigerantes diferentes precisan de arquitecturas diferentes de circuitería para maximizar la capacidad [4]. Los resultados de la simulación demostraron que los refrigerantes de alta presión son más efectivos que el R22 cuando se utilizan con flujos máxicos más elevados, debido a su pequeño descenso de temperatura de saturación para una caída dada de presión. Esta conclusión apoya el concepto de un factor de penalización [5], que tiene en cuenta un descenso



de temperatura de saturación del refrigerante durante la condensación por convección forzada.

Un aspecto común a los estudios antes citados es que consideraron intercambiadores de calor de tubo con aletas con diferentes circuiterías predeterminadas para el refrigerante. Ahora es posible un enfoque diferente, gracias a los avances conseguidos en el aprendizaje de la máquina, en que los diseños adaptados de circuitería pueden generarse individualmente para aplicaciones individuales del intercambiador de calor con distribuciones uniformes y no uniformes del aire de entrada. Estas capacidades se han demostrado mediante el novedoso sistema de optimización denominado ISHED (*Intelligent System for Heat Exchanger Design* [6]). El trabajo de seguimiento presentó la aplicación del ISHED para optimizar circuiterías de refrigerante en evaporadores, trabajando con isobutano (R600a), R134a, propano (R290), R22, R410A y R32 [7]. En este documento se hace extensible la aplicación del ISHED a los condensadores trabajando con los mismos seis refrigerantes, y constituye una de las etapas del esfuerzo para incorporar el ISHED dentro del paquete de simulación del intercambiador de calor EVAP-COND [8], como opción para optimizar la circuitería del refrigerante.

2. Optimización de circuitería con ISHED

La Figura muestra un diagrama general del sistema ISHED. Consiste en un simulador de intercambiador de calor, que proporciona las capacidades de los intercambiadores de calor con diferentes arquitecturas de circuitería, y un conjunto de módulos que participan en la preparación de las nuevas arquitecturas. El ISHED utiliza el enfoque convencional evolutivo en el que se trabaja sobre una generación (población) de arquitecturas de circuitería en cada vez. Cada miembro de la población se evalúa por el simulador del

intercambiador de calor, que da la capacidad del mismo como un valor numérico simple de idoneidad. Los diseños y sus valores de idoneidad se devuelven al Módulo de Control como entrada para deducir la próxima generación de diseños de circuitería. A partir de aquí, se lleva a cabo el proceso de optimización en un bucle, y se repite para el número de generaciones especificadas por el usuario. Éste también especifica el número de miembros en cada población al comienzo del proceso de optimización.

El esquema del ISHED implica dos módulos para “criar” nuevas generaciones de circuitería para refrigerante, el Módulo Evolutivo Basado en el Conocimiento y el Módulo Simbólico de Aprendizaje. El Módulo de Control decide qué módulo se va a utilizar para producir la próxima generación (población). Al comienzo de un proceso de optimización, el Módulo Evolutivo Basado en el Conocimiento, que produce diseños aplicando probabilísticamente las operaciones de modificación de la circuitería seleccionada para producir bien los diseños, se usa consecutivamente hasta que ya no se mejoran por más tiempo las capacidades de la población. Luego el proceso conmuta al Módulo Simbólico de Aprendizaje, que usa un enfoque diferente de formación de hipótesis y situación instantánea para el diseño de circuitería, hasta que el funcionamiento bajo este módulo cesa de mejorar. El Módulo de Control alterna entre los dos módulos hasta haber examinado un determinado número de poblaciones.

Mientras que el esquema global de optimización empleado por el ISHED es consistente con el enfoque Darwiniano más adecuado a la supervivencia, algunos aspectos del ISHED se prestan para ser clasificados como no Darwinianos. Estos aspectos incluyen diversos operadores no Darwinianos utilizados por el ISHED, y su uso está restringido por el dominio del conocimiento, y la inclusión del aprendizaje simbólico no Darwiniano en el proceso de optimización. En la publicación de la fuente [6] pueden encontrarse más información y referencias.

El modelo de simulación para el condensador usado en este estudio, COND, se ha sacado del paquete de simulación EVAP-COND [8]. La validación más reciente del modelo del condensador a través de la experimentación en laboratorio con R22 y R410A mostró una concordancia media entre las capacidades medidas y las simuladas mejor del 2% [9]. COND está organizado en un esquema tubo-por-tubo que permite al usuario especificar arbitrariamente arquitecturas de circuitería para el refrigerante y una distribución unidimensional del aire de entrada. Cuando el refrigerante en un tubo cambia de vapor sobrecalentado a flujo bifásico o de flujo bifásico a líquido subenfriado, el programa localiza el punto de transición y aplica las adecuadas correlaciones para transmisión de calor y caída de presión a las secciones respectivas del tubo. Para el propósito de este estudio, mejoramos la robustez del COND (velocidad y convergencia) y

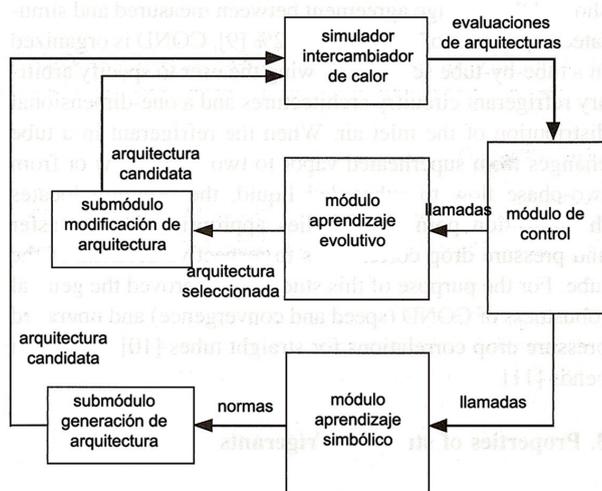


Figura 1: Arquitectura funcional del ISHED



Tabla 1: Datos de refrigerantes

Refrigerante	presión saturada de vapor ^b (kPa)	masa molar (gmol ⁻¹)	calor específico molar del vapor ^{b,c} (Jmol ⁻¹)	designación de seguridad ^d	GWP (horizonte de 100 años) ^f
R600a	604.19	58.122	21688	A3	20
R134a	1159.9	102.03	15392	A1	1320
R290	1534.4	44.096	12808	A3	20
R22	1729.2	86.468	10629	A1	1780
R410A	2729.6	72.585	8622.1	A1/A1	2000
R32	2794.8	52.024	8046.3	A2	543

a) Todas las propiedades del fluido basadas en REFPROP (12)
 c) A presión constante
 e) Potencial de calentamiento global

b) Corresponde a la temperatura del punto de rocío de 45°C
 d) Tomado de Ref. (13)
 f) Tomados de las Refs. 814,15)

actualizamos las correlaciones para la caída de presión en tubos rectos [10] y los codos de retorno [11].

3. Propiedades de los refrigerantes estudiados

En la Tabla 1 se recoge la información sobre los refrigerantes empleados en este estudio. Se seleccionaron para tener un abanico amplio de propiedades termofísicas que afectan al intercambiador de calor y al funcionamiento del sistema. Las diferencias en las propiedades termodinámicas de los refrigerantes estudiados pueden reconocerse visualmente sobre un diagrama temperatura-entropía, como se muestra en la Figura 2, con la escala normalizada de entropía para la comparación cualitativa. Las cúpulas mostradas de la zona bifásica son significativamente diferentes, debido principalmente a las diferentes temperaturas críticas y a los calores

molares específicos. En consecuencia, sobre una base termodinámica puramente teórica, los fluidos seleccionados tienen diferentes factores de rendimiento COP al ser evaluados para un ciclo de compresión del vapor.

Considerando el funcionamiento del condensador, la localización del punto crítico y el calor molar específico afectan al nivel de sobrecalentamiento del vapor a la entrada del condensador. La temperatura crítica también influye en la presión del condensador, la densidad del vapor y el cambio de la temperatura de saturación con respecto a la presión. Entre las propiedades de transporte, la conductividad térmica del líquido y la viscosidad del líquido son importantes para el funcionamiento del intercambiador de calor. La Figura 3 muestra estas propiedades para los refrigerantes estudiados relativas a las propiedades correspondientes del R22 (en la

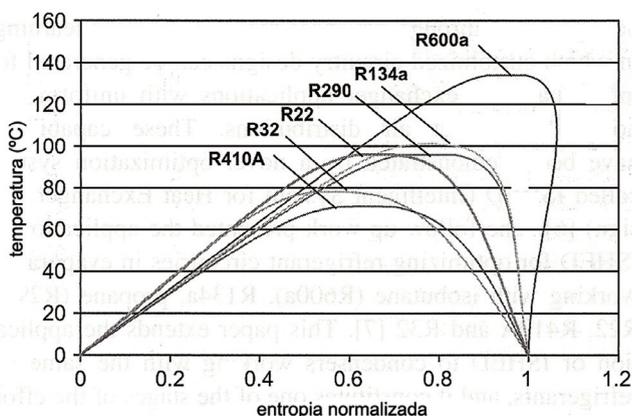


Figura 2: Diagrama temperatura-entropía para los refrigerantes estudiados (entropía normalizada a amplitud de la cúpula de bifase)

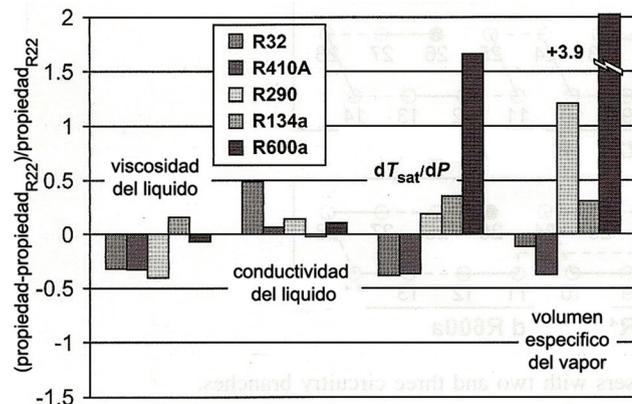


Figura 3: Propiedades termofísicas de refrigerantes seleccionados relativas a las propiedades del R22 a 45°C

Tabla 2: Datos de proyecto del condensador

Número de hileras enfondo	2
Número de tubos por hilera	14
Longitud del tubo (mm)	1407
Diámetro interior del tubo (mm)	7.7
Diámetro exterior del tubo (mm)	8.3
Espaciado del tubo (mm)	25.4
Espaciado de hilera en fondo del tubo (mm)	15.9
Superficie interior del tubo	lisa
Conductividad térmica del material del tubo $8, W m^{-1} K^{-1}$	0.386
Espesor de aleta (mm)	0.11
Espaciado de aleta (mm)	1.19
Tipo de aleta	de lanza
Conductividad térmica del material de la aleta $(kW m^{-1} K^{-1})$	0.222

que T_{sat} y P son la temperatura del punto de rocío y la presión respectivamente).

El objetivo del proceso de diseño del intercambiador de calor es explotar al máximo las propiedades del refrigerante para maximizar la capacidad del mismo. Esta tarea implica determinar la circuitería para el refrigerante con el flujo másico óptimo que beneficiará el coeficiente de transmisión de calor del refrigerante a una penalización tolerable por caída de presión. Otra consideración es fijar la arquitectura del circuito del refrigerante para implementar el intercambio de calor del flujo a contracorriente entre refrigerante y aire. Considerando el número de propiedades del refrigerante que influyen en el funcionamiento del condensador, encontrar el diseño de circuitería óptima es una tarea difícil incluso para un experimentado ingeniero de proyecto.

4. Condensador seleccionado y condición de funcionamiento

Para este estudio hemos empleado un condensador de dos hileras en fondo correspondiente a un sistema de acondicionamiento de aire de 5.2 kW.

La Tabla 2 muestra los parámetros de diseño del condensador. La condición de funcionamiento lado aire estaba definida por 35°C de temperatura del aire de entrada, humedad relativa del 50% y presión de 101.325 kPa. El valor del flujo volumétrico de aire fue de 0.508 m³s⁻¹, que produjo una velocidad media del aire de 1.0 m s⁻¹. El estudio incorporó perfiles uniformes y no uniformes de la velocidad del aire de entrada.

Para todos pasos de simulación y optimización mantuvimos una temperatura constante de saturación de 45°C a la entrada del condensador y subenfriamiento de 5K, pero se utilizó un sobrecalentamiento diferente a la entrada para cada fluido. Calculamos el sobrecalentamiento sobre la base de condiciones de salida del evaporador de 7.2°C de temperatura de saturación con 5 K de sobrecalentamiento, y una eficiencia de compresión de 0.7. Este enfoque para determinar el estado del refrigerante a la entrada del condensador se ha utilizado en un estudio previo [4]. La Tabla 3 muestra los parámetros utilizados a la entrada del condensador. Hemos de hacer constar que el valor del subenfriamiento del condensador puede optimizarse para maximizar el COP para los diferentes refrigerantes trabajando en el sistema; no obstante, el cambio resultante en la cantidad de subenfriamiento tendrá una influencia insignificante en las disposiciones de la circuitería.

5. Optimización de la circuitería del condensador

Cada paso de optimización con ISHED utilizó 500 poblaciones con 20 miembros (diseños de circuitería) por población. De aquí, cada paso simple de optimización supuso la generación y evaluación de 10.000 arquitecturas individuales de circuitería. Una vez completado el paso de optimización, examinamos el mejor diseño y lo modificamos para adaptarlo a las realidades de fabricación (eliminación de curvas de retorno que se solapan, etc.). Hicimos dos series de paso de optimizaciones para: (1) distribución uniforme del aire de entrada y (2) distribución no uniforme del aire de entrada.

Tabla 3: Condición del refrigerante de entrada en condensador

Refrigerante	Presión (kPa)	Sobrecalentamiento (K)	Temperatura (°C)
R600a	604.2	9.7	54.7
R134a	1159.9	17.8	62.8
R290	1534.4	17.0	62.0
R22	1729.2	33.6	78.6
R410A	2729.6	30.2	75.2
R32	1794.8	46.9	91.9



frío instalación

5.1 Resultados para la distribución uniforme del aire de entrada

Comenzamos diseñando manualmente 14 arquitecturas diferentes de circuitería. Estos diseños manuales eran de 5 tipos generales. Consistían en un circuito (2 diseños), dos circuitos convergiendo en un tubo común (3 diseños), tres circuitos convergiendo en un tubo común (4 diseños), dos circuitos separados (2 diseños), cuatro circuitos separados (2 diseños), y un diseño con siete circuitos separados. Evaluamos estos diseños con el COND para cada refrigerante, y luego llevamos a cabo los pasos de optimización empleando el ISHED. Para el R290, R22, R32, y R410A, el ISHED devolvió diseños de circuitería con dos ramales de circuitería fusionándose en un punto común. Para los otros dos refrigerantes restantes, R134a y R600a, que tiene una presión de saturación inferior a la del primer grupo, el ISHED diseñó circuiterías con tres ramales fusionándose en un punto común. La Fig. 4 muestra los resultados para las mejores arquitecturas de circuitería diseñadas manualmente, y para las arquitecturas optimizadas por el ISHED. En cada caso, el diseño del ISHED fue mejor o igual que los mejores trazados de circuitería diseñados manualmente.

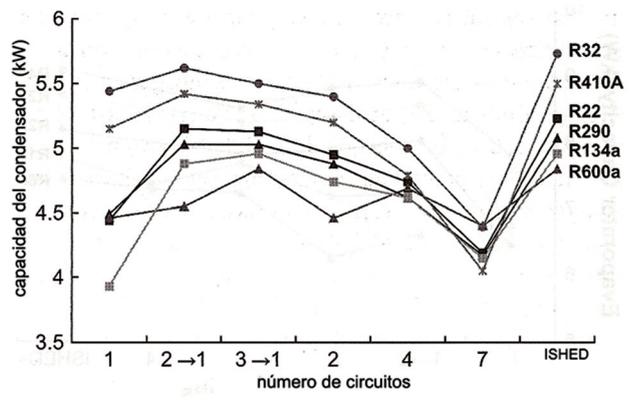


Figura 4: Capacidades del condensador desarrolladas manualmente y diseños de circuitería optimizados con ISHED. 2 a 1 y 3 a 1 denotan dos y tres circuitos fusionándose en uno sólo, respectivamente

Con el conocimiento de las propiedades de los fluidos, parece lógico que los fluidos estudiados tengan una relativa variedad de configuraciones mostradas en la Fig. 4. El R600a tiende a verse más adversamente afectado por los aumentos en el flujo másico, y parece que le benefician más circuitos paralelos que a otros refrigerantes. Lo opuesto es cierto para el R32. El ISHED no conoce esto al comienzo del paso de optimización, pero aprende que ciertos atributos tienden a producir resultados más favorables y propaga estas características de una generación a la siguiente.

Podemos constatar que, si bien las circuiterías optimizadas por el ISHED eran únicas para sus respectivos refrigerantes,

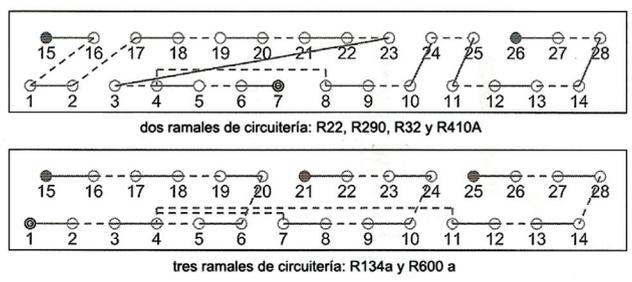


Figura 5: Diseños de circuitería optimizados con ISHED para condensadores con dos y tres ramales de circuitería

los diseños de un tipo dado eran completamente similares uno a otro, y cada refrigerante producía aproximadamente los mismos diseños en circuiterías del mismo tipo. La Figura 5 muestra dos diseños que son característicos de dos grupos de diseño.

Otra observación que puede hacerse relativa a la clasificación de refrigerantes mostrados en la Figura 4, la cual corresponde al orden de su presión de saturación, es que los refrigerantes de alta presión son mejores productores que los de la contrapartida a baja presión. La diseminación de la capacidad entre el R32 de alta presión y el R600a de baja presión es del 18%.

Por lo general, la clasificación del funcionamiento concuerda con la clasificación dada en un estudio similar del evaporador, mostrado en la Figura 6 [6]. (La excepción es el cambio en el funcionamiento del R22 y el R290, que puede explicarse por el cambio relativo en las propiedades de influencia de estos fluidos en las temperaturas de evaporación y condensación). Además se hace la observación de que el orden de los seis refrigerantes estudiados será inverso si hacemos el listado de acuerdo con su COP del ciclo de compresión teórica del vapor. De aquí, que la desventaja teórica del COP para los refrigerantes de alta presión pueda mitigarse mediante un diseño optimizado del evaporador y del condensador.

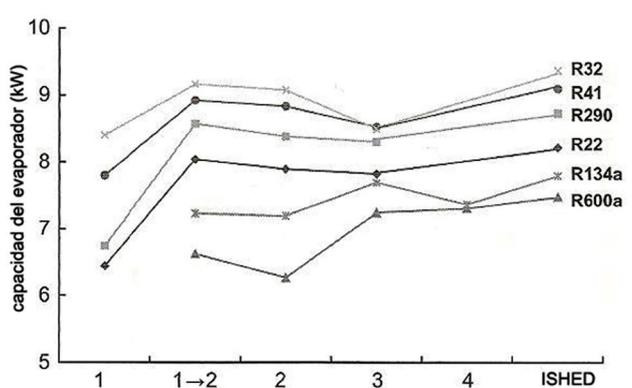


Figura 6: Capacidad del evaporador para los diseños de circuitería elaborados manualmente y optimizados con el ISHED (tomados de [6]. 1 a 2 de la división de un circuito sencillo en dos



5.2 Resultados para la distribución no uniforme del aire de entrada

Los condensadores refrigerados por aire de flujo transversal están generalmente sometidos a flujo de aire no uniforme. Para los condensadores utilizados en acondicionadores de aire residenciales tipo split, generalmente el ventilador se encuentra situado próximo a la parte superior del conjunto orientado perpendicularmente respecto al serpentín. Esto da como resultado una gran cantidad de flujo de aire cerca de la parte superior del serpentín. Por consiguiente es interesante examinar la efectividad del ISHED al diseñar condensadores sometidos a una distribución no uniforme del aire.

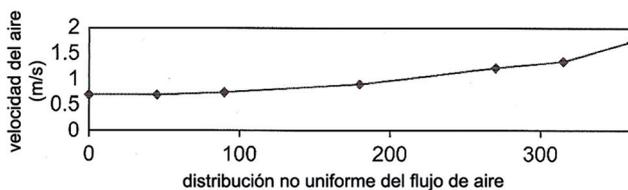


Figura 7: Distribución no uniforme del flujo de aire

Para este trabajo tomamos mediciones de la distribución del flujo de aire en una unidad típica exterior de condensación, y la escalamos al tamaño del condensador y al valor del flujo volumétrico de aire utilizado en este estudio de $0.508 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. La Figura 7 describe el perfil de la velocidad del aire, con la posición medida desde el fondo de la unidad de condensación.

Simulamos el comportamiento de cada refrigerante en el condensador optimizado para flujo uniforme empleando este perfil de flujo no uniforme de aire. En cada caso la capacidad fue menor que la capacidad con aire uniforme. Luego rediseñamos cada serpentín con el ISHED, utilizando como entrada este perfil no uniforme de la velocidad del aire. Los nuevos diseños con ISHED fueron capaces de recuperar una

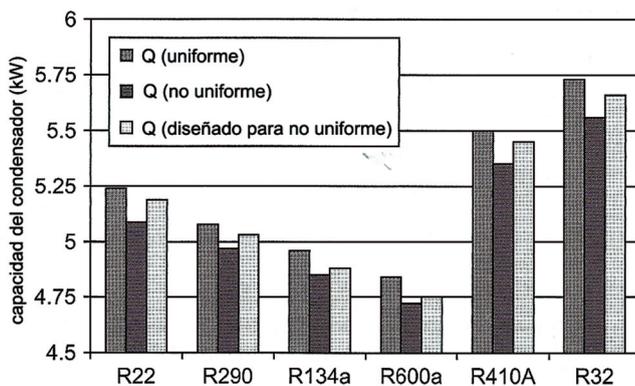


Figura 8: Recuperación de la capacidad perdida del condensador por la mala distribución del flujo de aire con las circuiterías optimizadas con ISHED

parte de la capacidad perdida en cada caso. La Figura 8 muestra los resultados de esta simulación.

Ya que el perfil de aire se convierte en menos uniforme, resulta más importante la optimización de la circuitería para el refrigerante. Para demostrar este punto, realizamos una serie de simulaciones para un condensador de R22 con un conjunto de perfiles simples lineales de velocidad del aire. Todos estos perfiles de velocidad del aire tenían un valor del flujo volumétrico de $0.508 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (el mismo que en la simulación precedente), pero tenían un gradiente diferente de velocidad respecto a la altura. Definimos la magnitud de esta no uniformidad por el factor de desviación S; $S = 1$ para flujo uniforme de aire de 1 m s^{-1} , $S = 2$ para flujo cero en un lado del condensador, aumentando linealmente hasta un flujo de 2 m s^{-1} en el lado opuesto.

La Figura 9 muestra las capacidades para las diferentes distribuciones de aire de entrada. La línea del fondo representa las capacidades del condensador que fue optimizado para el aire distribuido uniformemente. La línea superior representa las capacidades del condensador cuya circuitería de refrigerante fue optimizada para cada distribución individual de aire. La figura demuestra que una gran parte de la capacidad perdida debido a la no uniformidad del flujo de aire puede recuperarse mediante el diseño de la circuitería optimizada.

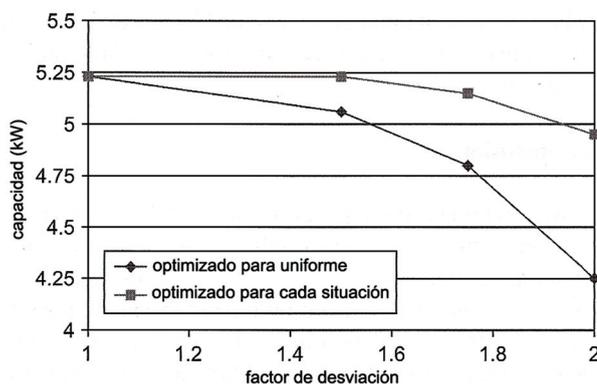


Figura 9: Capacidades del condensador de la mejor capacidad para aire no sujeto a flujo no uniforme comparadas con las optimizadas para perfiles individuales de aire

La Figura 10 presenta el diseño de circuitería para el refrigerante generado por ISHED para el caso extremo estudiado, que tenía flujo cero de aire en la parte izquierda del serpentín con velocidad aumentando linealmente hasta 2 m s^{-1} en la parte derecha. El diseño tiene dos entradas y una salida, pero los dos circuitos de entrada tienen diferentes longitudes; 12 tubos para un circuito y 8 para el otro. Incluso un ingeniero experimentado tendría dificultad para asignar el mejor número de tubos por circuito y localizar el punto de fusión para maximizar la capacidad del serpentín para tal perfil de velocidad no uniforme del aire.

frío instalación

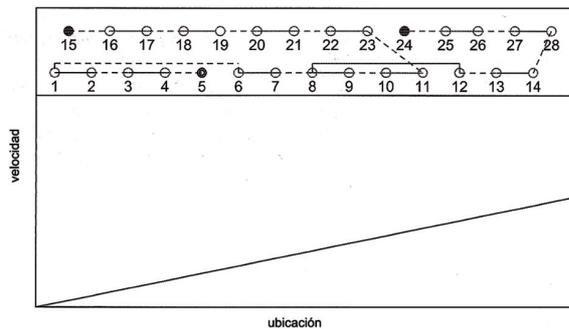


Figura 10: Diseño de circuitería para el refrigerante generado por ISHED

6. Conclusiones

Hemos examinado la aplicación del ISHED para optimizar circuitos de refrigerante en condensadores de tubo con aletas. Para los parámetros dados y las limitaciones técnicas, el sistema ISHED fue capaz de generar arquitecturas optimizadas de circuitería que fueron tan buenas o mejores que las preparadas manualmente.

ISHED fue particularmente superior optimizando arquitecturas de circuitería para casos que funcionan con perfiles no uniformes de velocidad del aire. Ya que maximizar la capacidad es el único objetivo del ISHED, es típico que sus diseños necesiten modificarse manualmente por un ingeniero de proyecto para acomodarse las limitaciones de fabricación.

El sistema de optimización ISHED no viene limitado por el refrigerante o las superficies de transmisión de calor utilizadas, sino por las limitaciones impuestas por el simulador del intercambiador de calor.

Los pasos de optimización con R600a, R134a, R290, R22, R410A y R32 mostraron que los refrigerantes a alta presión se beneficiaban de las arquitecturas de circuitería más restrictivas que los de baja presión R600a y R134a. El ratio de capacidad del condensador por el que mejor se comporta, R32, y el que peor, R600a, fue de 1.18. El funcionamiento superior del intercambiador de calor de los refrigerantes a alta presión ofrece la oportunidad para mitigar su inherente desventaja teórica del COP en la compresión del vapor en comparación con los fluidos a baja presión.

Nomenclatura

COP: factor de rendimiento

P : presión

Q : Capacidad

S : factor de desviación – definido en el texto

T : temperatura

Subíndices

Sat: saturación

Sup: sobrecalentamiento

Referencias

- (1) M. Chwalowski, D.A. Didion, P.A. Domanski: Verification of evaporator computer models and análisis of performance of an evaporator coil. ASHRAE Transactions 95 81) (1989) (Paper nº CH-89-23-1).
- (2) E. Granryd, B. Palm: Optimum number of parallel sections in evaporators, in: Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration, papel ICR0077, Washington, DC, USA, 2003.
- (3) S.Y. Liang, T.N. Wong, G.K. Nathan: Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils. International Journal of Refrigeration 24(8) (2001) 823-833.
- (4) V. Casson, A. Cavallini, L. Cecchinato, D. Del Col., L. Doretti, E. Fornasieri, L. Rossetto, C. Zilio: Performance of finned coil condensers optimizad for new HFC refrigerants. ASHRAE Transactions 108 (2) 82002) 517-527.
- (5) A. Cavallini, D. Del Col., L. Doretti, L. Rossetto: Condensation heat transfer of new refrigerants: advantages of high pressure fluids. in Proceedings of the Eighth International Refrigeration Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 2000.
- (6) P.A. Domanski, D. Yashar, K.A. Kaufman, R.S. Michalski: Optimizad design of finned-tube evaporators using learnable evolution methods. International Journal HVAC&R Research 10 (2) (2004) 201-212.
- (7) P.A. Domanski, D. Yashar, M. Kim: Performance of a finned-tube evaporator optimized for diferente refrigerants and its effect on system efficiency. International Journal of Refrigeration 28 (6) (2005) 820-827
- (8) NIST, EVAP-COND- simulation models fo finned-tube heat exchangers. National Institute of Standars and Technology, Gaithersburg
- (9) P.A. Domanski, W.V. Payne: II Properties and cycle performance of refrigerant blends operating near and above the refrigerante critical point, Task 2: air conditioner system stugy. Final report, ARTI-21CR/605-50010-01-Pt. 2-Sep-2002, 151 pp.
- (10) H. Müller-Steinhagen, K. Heck:A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes.Chemical Engineering Process 20 86) 81986) 297-308.



- (11) I.E. idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance, second ed., Hemisphere, New York, NY, USA, 1986.
- (12) E.W. Lemmon, M.O. McLinden, M.L. Huber: NIST Reference Fluids Thermo-dynamic and Transport Properties – REFPROP 7.0. Standard Reference Database 23, National Inst. of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA, 2002.
- (13) ASHRAE: Designation and Safety Classification of Refrigerants (ANSI/ASHRAE Standard 34-2001), American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA, 2001.
- (14) J.M. Calm, G.C. Hourahan: Refrigerant data summary, Engineered Systems 18 (11) (2001) 74-88.
- (15) IPCC, Climate change 2001: the scientific basis – contribution of working group I to the IPCC third assessment report. Intergovernmental Panel on Climate Change of the World Meteorological Organization and the United Nations Environment Programme (UNEP), Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2001.
-

inesa