



AEFYT



LA REVISTA OFICIAL DE LA INDUSTRIA DE REFRIGERACIÓN CON AMONÍACO ■ SEPTIEMBRE 2022

CONDENSER

Selects UNA SELECCIÓN DE ARTÍCULOS DE CONDENSER TRADUCIDOS AL ESPAÑOL

Estandarizando una industria personalizada

EL MERCADO DE SISTEMAS DE PAQUETES Y EL FUTURO DE LA REFRIGERACIÓN



La solución que estabas esperando ammolite

Tecnología de amoníaco de baja carga



Chillers y centrales de expansión directa



Seguridad

Sistema compacto de muy baja carga de amoníaco, sin consumo de agua y libre de riesgo



Plug & Play

Equipos precargados y probados en fábrica, de rápida instalación y reducido mantenimiento



Mejor opción

La solución más ecológica, y de más alta eficiencia energética



BY GARY SCHRIFT 

mensaje del

PRESIDENTE

“**E**stamos encantados de compartir con ustedes una selección de nuestros artículos de la revista Condenser del IAR, traducidos al idioma español por nuestra Asociación Aliada en España: AEFYT. La visión del IAR es crear un mundo mejor a través del uso seguro y eficiente de refrigerantes naturales. Pensamos que estas ediciones son una forma efectiva en que podemos lograr

precisamente eso. Con la ayuda de nuestros aliados en España y en todo el mundo, estamos seguros de que los refrigerantes naturales como el amoníaco, el CO₂ y los hidrocarburos proporcionarán un futuro sostenible y próspero para todos. Esta selección de artículos ha sido agrupada por temas principales que reflejan un aspecto importante de la industria de refrigeración con refrigerantes

naturales. En IAR y AEFYT esperamos que este esfuerzo conjunto para comunicar las últimas noticias e información dentro de la industria brinde a nuestros miembros de habla hispana conocimientos nuevos, información útil y recursos para expandir el uso seguro y sostenible de los refrigerantes naturales. Si desea leer el artículo original de la revista Condenser en inglés, visite el sitio web del IAR en: www.iar.org. ¡Esperamos que los disfrute!”

“We are delighted to share with you a selection of our IAR’s Condenser Magazine articles, translated to the Spanish language by our Allied Association in Spain: AEFYT. IAR’s vision is to create a better world through the safe and efficient use of natural refrigerants. We believe this is one way we can achieve just that. With the help of our partners in Spain and around the world, we are confident that natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons will provide a sustainable and prosperous future for all. This selection of articles has been grouped by main themes that reflect an important aspect of the natural refrigeration industry. We at IAR and AEFYT hope that this joint effort in communicating the latest news and information within the industry provides our Spanish speaking members with new insights, useful information and resources to expand the safe and sustainable use of natural refrigerants. If you would like to read the original Condenser Magazine article in English, visit the IAR website at: www.iar.org. Enjoy!”



BY MANUEL LAMÚA 

mensaje del

GERENTE

“**E**n AEFYT siempre se ha valorado positivamente las acciones desarrolladas por el IAR sobre la difusión de conocimiento relacionado con el uso del amoníaco como refrigerante. La revista Condenser del IAR es una publicación muy potente con contenidos teóricos, tecnológicos y promocionales muy interesantes. Al plantear al IAR que

una forma de colaboración podía ser la traducción de artículos agrupados temáticamente para una publicación conjunta, les pareció una idea estupenda ya que aumentaba la difusión del trabajo desarrollado previamente por IAR creando a la vez documentos temáticos en español sobre asuntos importantes en refrigeración industrial. Con la ayuda del IAR, queremos aportar nuestro granito

de arena facilitando la transmisión de conocimiento que permita la instalación segura de los sistemas frigoríficos, para que los refrigerantes naturales como el amoníaco, CO₂ e hidrocarburos, aporten soluciones sostenibles en un mundo donde el frío es cada día más necesario. Esperamos que la lectura de los artículos sea agradable y quede la misma se extraigan conocimientos útiles. Y nada más, visite nuestra web www.aefyt.es. Gracias.”

“At AEFYT, we always have valued IAR’s work on expanding the knowledge for the safe use of ammonia as a refrigerant. The Condenser Magazine published by IAR is a powerful publication with very interesting theoretical, technical concepts, and promotional content. When we proposed collaborating in the translation of these articles for a joint publication to IAR, they agreed this would be a great idea, which will expand on the work previously done, while sharing common themed documents in the Spanish language on important issues in industrial refrigeration. With the help of IAR, AEFYT wants to contribute with a ‘grain of sand’ to facilitate this transmission of knowledge for the safe installation of refrigeration systems. In this way, natural refrigerants such as ammonia, CO₂ and hydrocarbons can provide sustainable solutions in a world where ‘cold’ is every day more necessary. We hope that you will find reading of these articles enjoyable, and that they provide you with useful knowledge. Feel free to visit our website www.aefyt.es. Thank you”

Rendimiento energético de los sistemas de refrigeración de NH3 de baja carga, de tipo central y de doble etapa en la práctica.

STEFAN S. JENSEN, B.SC.ENG. FIEAUST, CPENG, NER, RPEQ, F. AIRAH SCANTEC REFRIGERATION TECHNOLOGIES PTY. LTD.; BRISBANE, QUEENSLAND, AUSTRALIA

Traducido por Javier Atencia (TEWIS)

RESUMEN

En todo el mundo se están desarrollando sistemas de refrigeración con NH3 de baja carga para diversas aplicaciones, sobre todo para el almacenamiento refrigerado y soluciones compactas para enfriar líquidos y/o acondicionar espacios refrigerados. Estos desarrollos se inician con la reducción progresiva (Phase-Down) a nivel mundial de los refrigerantes hidrofluorocarbonados (HFC) con alto potencial de calentamiento global (PCA). Esta reducción progresiva (Phase-Down) es un resultado directo del acuerdo de reducción de resultante de la Conferencia de las Partes (COP 21) en París, el 12 de diciembre de 2015.

El amoníaco ofrece una mayor eficiencia del ciclo de compresión de vapor en comparación con la mayoría de los demás refrigerantes. Las mejoras en el rendimiento energético asociadas a la aplicación del amoníaco en combinación con otras técnicas de ingeniería de eficiencia energética como: el control de expansión de recalentamiento/calidad o título (SH/X) de última generación, la tecnología avanzada de evaporadores de baja carga, la amplia integración de variadores de frecuencia, la compresión de dos etapas, los compresores de bajo arrastre de aceite, las líneas de tuberías de baja pérdida de fricción y el concepto de planta centralizada, no han sido objeto de investigaciones y estudio.

Cuando los costes de explotación son directamente proporcionales al inventario de NH3 se favorece la multiplexación frente a las plantas centrales y resulta tentador para las partes interesadas. Esto, por supuesto, supone el riesgo de sacrificar el rendimiento energético a cambio de la reducción del inventario de NH3. Para los firmantes del acuerdo COP 21, esto no es de interés nacional ni comercial de los propietarios de las

plantas, siempre que el aumento de los costes de explotación supere la reducción de los costes energéticos.

Este documento describe el rendimiento energético de varios centros de distribución refrigerados con volúmenes de almacenamiento de aproximadamente 10.000 a 50.000 m³ (353.000 a 1.766.000 pies³). Las evaluaciones de rendimiento se basan en el consumo de energía eléctrica medido por los proveedores de energía eléctrica durante períodos de tiempo representativos. Todos los sistemas cuentan con sistemas centrales de refrigeración de NH3 de doble etapa y baja carga. En el caso de una de las plantas, se muestra la contribución de los paneles fotovoltaicos a las necesidades energéticas de la instalación en su conjunto, mes a mes.

También se realiza una comparación de rendimiento energético entre dos centros de distribución refrigerados con un volumen de aproximadamente 10.000 m³ (353.000 pies³), pero atendidos por dos tipos diferentes de sistemas de refrigeración de amoníaco. En un caso, la planta es un sistema basado en un compresor de tornillo doble economizado de una etapa con alimentación de refrigerante por gravedad. En el otro caso, la planta es un sistema central de NH3 de doble etapa y baja carga con compresores alternativos semi industriales con control de velocidad. Otras características de las dos instalaciones incluyen diseños generales de almacén que son más o menos idénticos. Las comparaciones de rendimiento energético se basan de nuevo en el consumo de energía eléctrica registrado por el proveedor de energía eléctrica durante un año natural.

INTRODUCCIÓN

A raíz de la pendiente reducción global de los HFC debido a su contribución al calentamiento

global, los usuarios y propietarios de sistemas de refrigeración se enfrentan a decisiones que a veces parecen difíciles. Estas decisiones se refieren a si los usuarios continuarán empleando sistemas de refrigeración basados en HFC o cambiarán a refrigerantes sintéticos de bajo PCA o considerarán refrigerantes naturales a prueba de futuro como NH3, CO2, hidrocarburos, agua o aire en sus sistemas nuevos y/o ampliaciones. En este proceso de toma de decisiones, a menudo se pasa por alto o se subestima un factor muy importante. Este factor es el rendimiento energético, especialmente el de los sistemas de NH3 de baja carga.

Discutir el rendimiento energético de los sistemas que comercializan los defensores de los sistemas de refrigeración que utilizan refrigerantes sintéticos no es de su interés comercial, por lo que rara vez lo hacen. Su enfoque de marketing suele ser el de unos costes de explotación atractivos, la "seguridad" del refrigerante, la disponibilidad de recursos de servicio/mantenimiento y la simplicidad. Los defensores de los refrigerantes sintéticos a menudo intentan marginar la pendiente eliminación de los HFC refiriéndose a varios factores: el plazo relativamente largo previsto para la eliminación de los HFC; la futura disponibilidad de refrigerantes sintéticos alternativos de bajo PCA; las penalizaciones de los costes de explotación asociadas a un cambio a los refrigerantes naturales; y los requisitos de servicio/mantenimiento supuestamente caros, frecuentes y especializados asociados a refrigerantes como el amoníaco o NH3.

Sin embargo, los promotores de los sistemas basados en refrigerantes naturales tienden a subestimar el excelente rendimiento energético de los sistemas de refrigeración basados en refrigerantes naturales, especialmente los sistemas de baja carga de NH3. Esto es comprensible

porque los sistemas de refrigeración de NH₃ de baja carga todavía no son tan comunes como los sistemas sobrealimentados con líquido o de gravedad y los rendimientos energéticos anuales documentados para las plantas de NH₃ de baja carga - especialmente las versiones modernas - son relativamente escasos.

La decisión entre los HFC y los refrigerantes sintéticos o naturales de bajo PCA se ve dificultada a menudo por la calidad, la independencia (o la falta de ella) y las fuentes del material para la toma de decisiones que se presenta a los usuarios.

Las afirmaciones de mejoras en el rendimiento energético del 40-70% asociadas a las plantas de refrigeración de NH₃ de baja carga en comparación con los sistemas estándar de la industria basados en HFC suelen ser desestimadas como exageradas, tendenciosas y, por tanto, irrelevantes. La confusión por parte de los usuarios finales cuando se enfrentan a información técnica contradictoria es comprensible y las decisiones a favor de las soluciones de bajo coste de capital quizás no sean sorprendentes.

Como se demostrará en este documento, las afirmaciones sobre la mejora del 40-70% del rendimiento energético no son exageradas. De hecho, los sistemas de NH₃ de baja carga pueden, si se diseñan correctamente, presentar un atractivo argumento comercial a favor de la sustitución directa de los actuales sistemas anticuados basados en HFC por nuevas y modernas plantas de NH₃ de baja carga. Las modernas plantas de refrigeración de NH₃ de baja carga también pueden proporcionar un importante ahorro de energía en comparación con los sistemas convencionales de NH₃ de sobrealimentación líquida con compresores de tornillo.

LAS INSTALACIONES DE REFRIGERACIÓN

En las siguientes secciones se resumen las plantas de refrigeración que son el tema principal objeto de este documento.

Pert

Este centro logístico refrigerado de 43.000 m³ (1.519.000 pies³) está situado en Perth, Australia Occidental. La instalación consta de una sala de 16°C (61°F), una sala

fría de 4°C (39°F), una cámara de congelados de -25°C (-13°F) y un anexo de 4°C (39°F). La planta de refrigeración es un sistema de NH₃ de doble etapa y baja carga, con cuatro compresores alternativos idénticos de velocidad controlada, condensador evaporativo, evaporadores de superficie interna adecuados para la alimentación de refrigerante de expansión seca, e inyección de refrigerante controlada por recalentamiento.

Todas las tuberías de refrigeración interconectadas son de acero al carbono.

Tamworth

Esta instalación de distribución refrigerada de 10.000 m³ (353.000 pies³) está situada en Tamworth, Nueva Gales del Sur. La instalación consta de una cámara frigorífica de 4°C (39°F), una cámara de congelados de -25°C (-13°F) y un anexo de 4°C (39°F). La planta de refrigeración es un sistema de NH₃ de doble etapa y baja carga con cuatro compresores alternativos semi-industriales de velocidad controlada, condensador evaporativo, evaporadores de superficie interna adecuados para la alimentación de refrigerante de expansión seca, e inyección de refrigerante controlada por recalentamiento.

Lismore

Esta instalación de distribución refrigerada de 10.000 m³ (353.000 pies³) está situada en Lismore, Nueva Gales del Sur. La instalación consta de una cámara frigorífica de 4°C (39°F), una cámara de congelados de -25°C (-13°F) y un anexo de 4°C (39°F). La planta de refrigeración es un sistema de NH₃ de una sola etapa con dos compresores industriales de tornillo de velocidad fija con economizador y condensadores evaporativos comunes. Los evaporadores de media temperatura están dispuestos para la alimentación de refrigerante de expansión seca; el congelador está equipado con evaporadores dispuestos para la alimentación por gravedad y el desescarche por gas caliente.

Melbourne

Esta instalación de distribución refrigerada de 43.000 m³ (1.519.000 pies³) está situada en Melbourne, Victoria. La instalación consta de

una cámara frigorífica de 4°C (39°F), una cámara de congelados de -25°C (-13°F) y un anexo de 4°C (39°F). La planta de refrigeración es un sistema central de NH₃ de doble etapa y baja carga, con cuatro compresores alternativos idénticos de velocidad controlada, condensador evaporativo sobredimensionado, evaporadores mejorados internamente en su superficie con circuitos más largos y adecuados para la alimentación de refrigerante de expansión seca, e inyección de refrigerante controlada por una combinación de recalentamiento y señal del título o calidad de vapor. Todas las tuberías de refrigeración interconectadas son de acero inoxidable 304. El sistema se equipó desde el principio una unidad de secado por rotor desecante en la puerta de acceso a la cámara de congelados. Esta decisión se basó en el buen resultado obtenido en Perth cuando se instaló un secador desecante en esa instalación.

Townsville

Esta instalación de distribución refrigerada de 31.000 m³ (1.095.000 pies³) está situada en Townsville, Queensland. La instalación consta de una cámara de congelados de -25°C (-13°F), una sala de refrigeración de 4°C (39°F), una sala de harina de 16°C (61°F) y un anexo de 4°C (39°F). La planta de refrigeración es un sistema de NH₃ de doble etapa y baja carga, con cuatro compresores alternativos idénticos de velocidad controlada, condensador evaporativo sobredimensionado, evaporadores internos de superficie mejorada con circuitos más largos y adecuados para la alimentación de refrigerante de expansión seca, e inyección de refrigerante controlada por una combinación de recalentamiento y señal del título o calidad. Todas las tuberías de refrigeración interconectadas son de acero inoxidable 304. El sistema está dotado de una unidad de secado por rotor desecante en la puerta de acceso a la cámara de congelados.

Detalles del consumo energético registrado

La tabla 1 muestra los detalles del consumo energético anual medido en las cinco instalaciones. El valor del consumo específico de energía (SEC) se obtiene dividiendo el consumo

Rendimiento energético de los sistemas de refrigeración de NH3 de baja carga, de tipo central y de doble etapa en la práctica.

Tabla 1. Consumo de energía registrado

Planta	Consumo de energía anual total (kWh)	Periodo registrado	Volumen refrigerado	Consumo Especifico de Energía (SEC) (kWh/m ³ *yr/ kWh/ft ³ *yr)
Perth	(700,072+219,440)/9*12=1,226,016	1.7.14 to 31.3.15	43,289/ 1,528,737	28.3/0.801
Tamworth	409,597	1.7.14 to 30.6.15	9,474/ 334,571	43.2/1.22
Lismore	1,135,027	1.7.14 to 30.6.15	10,748/ 379,562	105.6/2.99
Melbourne	1,098,390	1.1.16 to 30.6.16	42,619/ 1,505,076	25.8/0.731
Townsville	406,781/7*12=697,339	1.2.2016 to 31.8.2016	31,344/ 1,106,903	22.2/0.630

anual de energía de la instalación frigorífica medido en kWh al año (kWh/año) por el volumen total de refrigeración medido en m³ (pies³). La unidad para el SEC es, por tanto, kWh/m³*año (kWh/pie³*año).

En todos los casos, excepto en Townsville, estas cifras se refieren a la totalidad de las instalaciones y suelen incluir otros servicios como la tecnología de la información (IT), la luz y la electricidad en general, los servicios para las carretillas frigoríficas, la carga de las carretillas elevadoras y la climatización de las oficinas. Sólo existen registros detallados del consumo de energía de los sistemas de NH3 aislados para la planta de Townsville. En esta instalación, el sistema de control y adquisición de datos (SCADA) está equipado con hardware y software para facilitar la medición por separado del consumo energético de la planta de NH3. En parte, se trata de evaluar la viabilidad económica de proporcionar servicios de aire acondicionado a las oficinas a través del sistema central de NH3 de baja carga, en lugar de instalar sistemas individuales de aire acondicionado divididos y refrigerados por HFC.

La tabla 1 muestra que el consumo de energía de los servicios auxiliares, como la climatización de las oficinas, la informática, la luz y la electricidad en general, etc., es lo suficientemente importante como para justificar su registro por separado. Las instalaciones de

Townsville están situadas en una zona subtropical, tienen un 26% menos de volumen refrigerado que las de Melbourne y, sin embargo, presentan un 14% menos de SEC. Ambas instalaciones están equipadas con unidades de secado por rotor desecante en la puerta de acceso a la cámara de congelados. Basándose en la diferencia de volumen refrigerado entre Melbourne y Townsville, el SEC de Townsville debería haber sido de 27,7 kWh/m³*año (0,78 kWh/pie³*año) utilizando el SEC de Melbourne como base para la extrapolación y posiblemente incluso un poco más alto debido a la temperatura de bulbo húmedo aproximadamente 3°K (5,4°F) más alta en Townsville. Por tanto, la diferencia entre 22,2 y 27,7 kWh/m³*año (~20%) puede considerarse representativa del consumo energético de los servicios auxiliares. En instalaciones más recientes que no se incluyen en este documento, parte del calor de regeneración para una unidad de secado por rotor desecante se recupera de la planta de NH3 a través de un desrecalentador, que también proporciona calor para la calefacción del subsuelo debajo de la cámara de congelados a través de un intercambiador de calor de agua/etilenglicol. Esta instalación reciente también emplea un refrigerante secundario para el segmento de temperatura media (zona de procesamiento de alimentos) y acumuladores horizontales. Estas

dos últimas características reducen la carga específica de refrigerante a aproximadamente 0,65 kg/kW (5 libras/TR).

En el caso de Perth, los 700 MWh representan la energía eléctrica suministrada desde la red y los 219 MWh son la energía suministrada desde los paneles fotovoltaicos (PV). La suma de 919 MWh representa el consumo de energía de toda la instalación para el periodo de nueve meses indicado. La cantidad total de energía eléctrica suministrada desde la red a la instalación de Perth es de 915,6 MWh para el periodo comprendido entre el 1 de julio de 2014 y el 30 de junio de 2015. La contribución de los paneles fotovoltaicos solo se conoce para este periodo. Por tanto, la Tabla 1 solo muestra el periodo de nueve meses en el que se solapan los suministros de la red y de los paneles fotovoltaicos. El consumo anual de energía eléctrica de 1.226 MWh para la instalación de Perth se calcula simplemente por extrapolación, como se muestra en la Tabla 1. Si se supone que el 20% del consumo anual de energía eléctrica se asigna a servicios distintos de la planta de NH3, el consumo específico de energía (SEC) anual del sistema de NH3 pasa a ser de 22,7 kWh/m³*año (0,643 kWh/pie³*año).

Al finalizar el periodo de registro del consumo energético de Lismore, hubo un hecho que llamó la atención del propietario de la planta sobre el punto de ajuste del control de

la presión de condensación que era más alto de lo necesario. Tras la reducción del punto de ajuste de la presión de condensación para permitir una presión de condensación flotante, la factura de electricidad media mensual descendió aproximadamente desde 22.000 dólares a aproximadamente 12.000 dólares, según el propietario de la planta. (Estos valores están en dólares australianos; la conversión es de aproximadamente 1 dólar australiano = 0,7 dólares estadounidenses). El periodo de registro del consumo de energía eléctrica tras el ajuste del punto de consigna de la presión de condensación fue demasiado corto para establecer el impacto exacto en el SEC. En el caso de la instalación de Tamworth, la factura media mensual de electricidad oscila entre los 6.000 y los 8.000 dólares australianos. Se calcula que el ajuste de la condensación flotante en Lismore ha reducido el SEC entre un 20% y un 40%, hasta situarlo en torno a los 65-85 kWh/m³*año (1,84-2,41 kWh/pie³*año).

Los resultados del rendimiento energético de Perth y Tamworth son excelentes para instalaciones de este tamaño. Otras instalaciones de volumen y función similares consumen en torno al doble, que procede de un estudio realizado por la Comisión de Energía de California en 2008 sobre 67 almacenes frigoríficos públicos y 96 privados. El gráfico muestra el consumo específico de energía en función del volumen del almacén.

Es muy probable que la importante diferencia de consumo energético entre Tamworth y Lismore se deba principalmente a la selección del tipo de compresor, la configuración de la planta y el uso de compresores de velocidad fija. En la tabla 2 se detallan los valores de consumo energético anual modelado de varias configuraciones de compresores y dos patrones de carga diferentes (Lorentzen 1981). La ventaja de los compresores alternativos en comparación con los de tornillo en términos de rendimiento energético es evidente.

Las diversas configuraciones del compresor y los patrones de carga son los siguientes. Combinaciones de

Tabla 1. Consumo de energía registrado

Carga (%) ↓	Velocidad fija		Velocidad variable	
	Alternativo	Tornillo	Alternativo	Tornillo
100	3.80	3.55	3.80	3.55
87	3.74	3.42	3.83	3.47
75	3.66	3.31	3.84	3.36
62	3.55	3.12	3.84	3.18
50	3.40	2.82	3.82	2.98
37	3.16	2.36	3.80	2.70
25	-	1.79	3.64	2.44

Tabla 4. Cargas térmicas de Diseño estimadas para almacenes en Perth servidos con sistema de NH3 de baja carga

Cargas térmicas estimadas kW (TR)	LT	HT
Temperatura refrigerante °C (°F)	-31 (-23.8)	-3 (26.6)
Cámara de harina, 16°C (60.8°F), LxWxH=40.5x5.9x10.0 m (133x19.4x32.8 ft)	n.a.	11.1 (3.16)
Enfriadora, 4°C (39.2°F), LxWxH=40.5x22.5x10.0 m (133x73.8x32.8 ft)	n.a.	51.1 (14.6)
Congelador, -25°C (-13°F), LxWxH=55.5x40.5x10.0 m (182x133x32.8 ft)	173.8 (49.5)	n.a.
Anexo, 4.0°C (39.2°F), LxWxH=71.6x13.0x10.0 m (235x42.7x32.8 ft)	n.a.	166.2 (47.4)
Total ~43,000 m ³ (1,518,500 ft ³)	173.8 (49.5)	228.4 (65.1)

compresores:

- 1: compresor de tornillo de una etapa,
- 2: Compresor de tornillo de una etapa con economizador,
- 3: Compresor alternativo de tornillo de una etapa y de dos etapas,
- 4: Compresor de tornillo de una etapa con economizador y compresor alternativo de dos etapas,
- 5: Compresor de tornillo de dos etapas,
- 6: compresor alternativo de dos etapas y de tornillo de dos etapas
- 7: Compresores alternativos de dos etapas.

Modelos de carga:

- I: Combinación de congeladores de

placas y cámaras de congelados, variación de carga 10- 100%

- II: Combinación de congeladores de placas y cámaras de congelados, variación de carga 40-100%.

La capacidad máxima de refrigeración a la temperatura de evaporación de -40°C es de 500 kW en todos los casos.

Los resultados de la modelización de la Tabla 2 no reflejan la presencia de cargas de refrigeración a media temperatura ni el uso de accionamientos de compresores con variadores de frecuencia. Por tanto, no se explican totalmente las diferencias de consumo energético entre Tamworth y Lismore. Sin embargo, los resultados de la Tabla 2 ilustran la importancia de la eficiencia con carga parcial del compresor respecto a la entrega de

Rendimiento energético de los sistemas de refrigeración de NH3 de baja carga, de tipo central y de doble etapa en la práctica.

un rendimiento energético superior del sistema. La comparación de las eficiencias típicas de carga parcial de los compresores en la Tabla 3 ilustra aún más la importancia de tener en cuenta este elemento durante el diseño del sistema (software de compresores Grasso Comsel versión v3.20.02). Todos los valores son

NH3 DE BAJA CARGA FRENTE A HFC ESTÁNDAR DE LA INDUSTRIA

El propietario de la instalación de Perth tiene una segunda instalación de distribución en el mismo barrio, a unos dos kilómetros del almacén, a la cual da servicio una planta de NH3 de baja carga.

La segunda instalación se denomina almacén de Cocos Dr. El almacén

almacén de Perth para el periodo comprendido entre el 1 y el 30 de abril de 2015 fue de 13.751,57 dólares australianos, incluido el 10% del impuesto sobre bienes y servicios (GST). Esto fue para un suministro total de 81.264 kWh. este nivel de consumo mensual de energía eléctrica no es inusual.

Dado que se trata del mismo proveedor de energía eléctrica para los almacenes de Perth y Cocos Dr., puede concluirse que la mejora del rendimiento energético del almacén de Perth, atendido por un sistema de NH3 de baja carga, podría representar una reducción de aproximadamente $(1 - 13.752/42.000) * 100$, es decir, un 67% en comparación con Cocos Dr. Esta importante diferencia en el consumo de energía entre el HFC y el NH3 puede parecer extraordinaria, pero no lo es cuando se hacen comparaciones entre otras instalaciones operadas por el mismo propietario. Una instalación de 1.385 m² situada en Kunda Park, en el sureste de Queensland (Australia), que funciona con sistemas de refrigeración por aire a base de HFC con descongelación eléctrica, consume unos 1.265 MWh anuales. Una instalación de 1.130 m² atendida por un sistema de NH3 de doble etapa y sobrealimentación líquida situada en Somersby, al norte de Sídney, en Nueva Gales del Sur, consume 546 MWh al año (Jensen 2013).

Tabla 5. Cargas térmicas de Diseño estimadas para almacenes en Cocos Dr. servidos con sistemas de HFC.

Carga térmica estimada kW (TR)	LT	HT
Temperatura del Refrigerante, °C (°F)	-31 (-23.8)	-3 (26.6)
Congelador 1, -25°C (-13°F), LxWxH=35.5x24.0x9.0 m (116x78.7x29.5 ft)	88.8 (25.3)	n.a.
Congelador 2, -25°C (-13°F), LxWxH=30.0x29.5x9.0 m (98.4x96.8x29.5 ft)	94.8 (27.0)	n.a.
Enfriadora 1, 4°C (39.2°F), LxWxH=35.5x7.5x9.0 m (116x24.6x29.5 ft)	n.a.	46.1 (13.1)
Enfriadora corredor, 4°C (39.2°F)	n.a.	6.0 (1.7)
Enfriadora 2, 4°C (39.2°F), LxWxH=14.5x8.3x9.0 m (47.6x27.2x29.5 ft)	n.a.	17.7 (5.0)
Muelle, 4°C (39.2°F), LxWxH=20.0x19.0x4.5 m (65.6x62.3x14.8 ft)	n.a.	41.0 (11.7)
Aneox, 4.0°C (39.2°F), LxWxH=37.5x6.0x4.5 m (123x19.7x14.8 ft)	n.a.	82.3 (23.4)
Total ~22,000 m ³ (776,923 ft ³)	183.6 (52.3)	193.1 (55.0)

coeficientes de rendimiento (COP) calculados como capacidad de refrigeración dividida por la potencia del eje del compresor. Las condiciones de funcionamiento son -10°C de temperatura de evaporación saturada, 35°C de temperatura de condensación saturada, 0°C de recalentamiento, 0°C de subenfriamiento, refrigerante NH3. El compresor alternativo es un Grasso V600 con una capacidad de refrigeración al 100% (1.500 rpm) de 315,7 kW, con un consumo de potencia en el eje de 83,1 kW.

El compresor de tornillo es un Grasso HR2655S sin economizador con una capacidad de refrigeración al 100% (2.940 rpm) de 294,5 kW, y un consumo de potencia en el eje de 82,9 kW.

de Cocos Dr. recibe el servicio de unidades individuales de condensación de una etapa, refrigeradas por aire, estándar en la industria, con descongelación eléctrica en las zonas de congelados. Las tablas 4 y 5 muestran las cargas de refrigeración de diseño para los centros de distribución de Perth y Cocos Dr. Es evidente que la suma de las cargas de refrigeración de diseño para los dos centros de distribución es similar.

Los registros financieros del operador del almacén de Cocos Dr. indican unos costes mensuales de suministro de energía eléctrica de unos 42.000 dólares australianos de media. La cuenta de electricidad del

FACTORES QUE AFECTAN AL RENDIMIENTO ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE NH3 DE BAJA CARGA

Una planta de refrigeración de NH3 de baja carga no presenta necesariamente un rendimiento energético superior al de otros sistemas basados en NH3. Como muestra la comparación entre Tamworth y Lismore, el uso de NH3 como refrigerante tampoco garantiza un rendimiento energético superior a la media. Diferentes factores contribuyen individualmente a la mejora de la eficiencia energética. La tabla 6 resume el orden de importancia que el autor otorga a nueve factores. Los porcentajes de mejora mostrados no pueden interpretarse como acumulativos.

Cada factor debe considerarse como un solo cambio individual en igualdad de condiciones.

Factor 1. Tipo de compresor

Una instalación de distribución refrigerada de 46.000 m³ (1.624.475 pies³) de almacenamiento de congelados más un anexo de 7.000 m³ (Jensen 2000) registró un consumo energético específico de 35 kWh/m³*año (0,991 kWh/pie³*año). Esta instalación contaba con un sistema de sobrealimentación de líquido de doble etapa que incluía tres compresores de tornillo idénticos de velocidad fija, un compresor de refuerzo, un compresor de segunda etapa y un compresor de reserva de doble servicio. Los evaporadores del techo estaban equipados con ventiladores de accionamiento de frecuencia variable.

Una instalación de almacenamiento refrigerado de 23.000 m³ (812.237 pies³) en la misma ubicación geográfica con una mezcla ligeramente diferente entre servicios de baja y media temperatura registró un consumo energético específico de 27 kWh/m³*año (0,765 kWh/pie³*año) (Jensen 2013).

Esta última instalación contaba con un sistema de sobrealimentación de líquido de doble etapa con cuatro compresores alternativos de velocidad fija. El porcentaje que se muestra en la Tabla 6, punto 1, se refiere a la comparación entre estos dos sistemas prácticos, pero en la Tabla 2 se puede

derivar una estimación similar en la mejora del rendimiento energético.

Item 2. Control de velocidad del ventilador del evaporador

Una instalación de distribución refrigerada que constaba de 46 000 m³ (1 624 475 ft³) de almacenamiento congelado más un anexo de 7 000 m³ (247 203 ft³) (Jensen 2000) con ventiladores de velocidad variable registró un consumo de energía específico un 35 % menor que una instalación vecina similar con el mismo propietario y con ventiladores de velocidad fija instalados en los evaporadores. Alrededor del 8% al 9% de la diferencia de rendimiento energético del 35% se atribuyó al diseño del almacén. Esto forma la base para el porcentaje en el ítem 2, Tabla 6.

Ítem 3. Diseño del evaporador

Existen muchos ejemplos prácticos de enfriadores de aire de alimentación de expansión seca para NH₃ que no cumplen con las expectativas de rendimiento (Jensen 2006 y Jensen 2011). Hay varias razones para esto. Los más importantes se resumen a continuación:

- Circuito del evaporador incorrecto que causa turbulencia inadecuada y flujo estratificado;
- Distribución no uniforme del refrigerante dentro del enfriador de aire;
- Presencia de agua en el refrigerante que provoca un aumento del punto

de burbuja del refrigerante hacia el final del proceso de evaporación, lo que a su vez proporciona una señal de control de recalentamiento falsa;

- El material del tubo central del enfriador de aire tiene una conductividad térmica inadecuada que provoca una falta de turbulencia y un flujo estratificado;
- Desajuste entre el entorno operativo proporcionado por el fabricante del enfriador de aire y el entorno operativo requerido por el sistema;
- Incrustaciones de aceite en las superficies internas de los tubos de los enfriadores de aire;
- Eliminación inadecuada de condensado durante el descongelamiento por gas caliente debido a provisiones de drenaje de condensado inapropiadas;
- Selección inadecuada de válvula de expansión para la aplicación; y
- Metodología de control no optimizada en la inyección de refrigerante y en el control del procedimiento de descongelamiento por gas caliente.

Existen nuevas tecnologías de enfriadores de aire que abordan el problema de la exposición inadecuada de las superficies internas de los tubos al refrigerante en ebullición. Estos se basan en la mejora de la superficie interna del tubo que provoca un efecto capilar o la inserción de turbuladores. También se han puesto a disposición nuevas tecnologías de distribución de líquidos para ampliar el entorno operativo (Nelson 2013; Jensen 2015a y Jensen 2015b).

El problema principal que debe entender el diseñador de la planta de refrigeración es que la confianza en los proveedores de enfriadores de aire que proporcionan intercambiadores de calor que aporten unos rendimientos térmicos especificados no garantizará necesariamente un resultado satisfactorio. El diseñador del sistema debe analizar todos los diseños de intercambiadores de calor de manera crítica con el fin de abordar todos los problemas resumidos anteriormente.

Ítem 4. Control de capacidad del compresor

Tabla 6. Factores que repercuten en el rendimiento energético de los sistemas de NH₃ de baja carga

Item	Factor de conservación de energía	Impacto (%)
1	Selección del tipo de compresor	15–25
2	Control de velocidad del ventilador del evaporador	15–25
3	Diseño del evaporador	5–25
4	Control de capacidad del compresor	10–20
5	Calidad de acoplamiento entre las relaciones de reducción del compresor y variaciones de carga de calor	0–15
6	Tamaño del condensador, control de velocidad del ventilador del condensador, y eficiencia del condensador.	5–10
7	Control de inyección de líquido en los evaporadores	5–10
8	Eliminación de líquido dentro de las líneas de aspiración	2–15
9	Uso de tuberías de refrigerante 304SS cédula 10 de baja pérdida por fricción en lugar de acero al carbono	1–2

Rendimiento energético de los sistemas de refrigeración de NH3 de baja carga, de tipo central y de doble etapa en la práctica.

La Tabla 6 hace referencia a la adaptación de variadores de frecuencia a un almacén refrigerado existente en Sydney, Australia. Esta medida redujo el consumo anual de energía en >15 % (Oficina de Medio Ambiente y Patrimonio de Nueva Gales del Sur, 2012). La planta es un sistema de sobrealimentación de líquido de dos etapas con compresores de tornillo que dan servicio a una combinación de salas de baja temperatura, temperatura media y congelación rápida, con un área total de alrededor de 30 000 m² (323 000 pies²).

Ítem 5. Reducción de la relación de compresión del compresor y variación de la carga de calor

La operación extensiva de carga parcial de los compresores es un problema común en muchos sistemas de refrigeración industrial. El porcentaje de impacto referenciado en el ítem 5, Tabla 6, está en función de la severidad del problema; La Tabla 2 describe la magnitud de la pérdida de eficiencia potencial.

Ítem 6. Tamaño, control y eficiencia del condensador

Los condensadores evaporativos pueden diseñarse y seleccionarse de tal manera que la energía consumida por el condensador (la suma de la energía del ventilador y la bomba) sea inferior al 1 % del rechazo de calor de diseño, pero en la práctica no son raros índices del 2 al 3 %. Además, sobredimensionar el condensador de manera que reduzca la temperatura de condensación saturada en 1°K (1,8°F) mejora el coeficiente de rendimiento de un compresor típico de segunda etapa en un 2,6%. El porcentaje de mejora en el ítem 6, Tabla 6, está fácilmente al alcance con esta simple medida.

Ítem 7. Control de inyección de líquido en los evaporadores

El control basado en el título o calidad de la inyección de líquido en los evaporadores es superior al control convencional basado en el recalentamiento (Jensen 2015b). La práctica ha demostrado que es posible introducir diferencias de temperatura (ETD) entre el aire y el refrigerante de

alrededor de 2,5 °K (4,5 °F) sin una inestabilidad de control excesiva. En este contexto, es importante minimizar la posibilidad de retención de líquido en el evaporador. El rango porcentual nominado en el punto 7, Tabla 6, se obtiene estimando el impacto en la eficiencia energética del aumento de la presión de aspiración de la planta que da lugar a una reducción de ETD.

Ítem 8. Eliminación de líquido en líneas de aspiración

Hasta el momento no existe una base experimental para el impacto declarado del 2 al 15%. Este rango de valores es el resultado de muchas observaciones prácticas de los rendimientos energéticos de los sistemas convencionales de sobrealimentación de líquido frente a plantas de NH3 de expansión seca, de baja carga, plantas de NH3 de expansión seca de diseño como el descrito en este documento.

Ítem 9. Tubería de baja fricción

El rango de valor declarado de 1 a 2 % se basa en las mediciones reales de la caída de presión de la línea en la planta de Melbourne. Las mediciones se basaron en el sistema SCADA y los transmisores de presión instalados en los evaporadores (para control de inyección basado en recalentamiento) y el transmisor de presión instalado en la sala de máquinas central para proporcionar la señal de control de capacidad del compresor. Las caídas de presión medidas fueron mínimas y no particularmente precisas debido a la precisión de la instrumentación. Esto se refleja en el rango de valores de la Tabla 6.

CONCLUSIÓN

Los sistemas de refrigeración de amoníaco con una cantidad reducida de refrigerante (sistemas de NH3 de carga baja) se han presentado como alternativas potencialmente muy atractivas tanto para los sistemas basados en HFC estándar de la industria como para los sistemas de NH3 inundados por gravedad o sobrealimentación líquida convencionales. Los sistemas de NH3 de baja carga adecuadamente diseñados demuestran valores de

consumo de energía específicos medidos en kWh/m³*año (kWh/ft³*año) que son hasta un 67 % más bajos que los sistemas estándar de la industria basados en HFC, enfriados por aire, de una sola etapa con descongelación eléctrica y hasta 50% menos que los sistemas basados en compresores de tornillo de una sola etapa inundados por gravedad que emplean refrigerante NH3. Los rendimientos energéticos de los sistemas de NH3 de baja carga son lo suficientemente atractivos como para garantizar el reemplazo directo de los sistemas basados en HFC estándar de la industria existentes con nuevos sistemas de NH3, siempre que los propietarios de las plantas puedan aceptar tasas de retorno del 20 % y los precios unitarios de electricidad vigentes sean ≥A\$200/MWh. Los beneficios adicionales de los sistemas de NH3 de baja carga es la cantidad de refrigerante excepcionalmente baja en los enfriadores de aire ubicados dentro del espacio refrigerado. La pérdida completa de la carga operativa de uno de los tres enfriadores de aire dentro de un almacén refrigerado, en circunstancias normales, no dará lugar a una concentración de amoníaco dentro del almacén de más de 200 ppm (mezcla completa) y, por lo general, menos. Se requieren concentraciones de NH3 de 20 a 25 veces mayores y tiempos de exposición de 0,5 a 2 horas para presentar riesgos significativos para la salud humana.

RECONOCIMIENTOS

Se agradece la amable asistencia de Roy Wainer de Bidvest Australia Pty. Ltd. durante la preparación de este documento.

REFERENCIAS

- California Energy Commission. (2008). "Benchmarking Study of the Refrigerated Warehousing Industry Sector in California". Department of Biological and Agricultural Engineering, University of California, Davis, CA 95616.
- Grasso. "Comsel compressor selection version v3.20.02." Hertogenbosch, The Netherlands.
- Jensen, S.S. (2000). "Large scale cold stores, an innovative design approach." Proceedings AIRAH Victoria Seminar "Industrial Refrigeration Vision for the Future," Melbourne, Australia.

Detección de Gas Amoníaco

Construidos Para Condiciones Extremas



- ✓ Disponible para AMONÍACO y muchos otros gases incluyendo Dióxido de Carbono, Propano y la mayoría de los refrigerantes.
- ✓ Diseñados para manejar temperaturas de operación de -45°C a +50°C.
- ✓ Tarjeta de circuitos encapsulada evita la corrosión y tolera lavados a alta presión. ¡El agua no es un problema!
- ✓ Cada sensor pasa por rigurosas pruebas y incluye 2 años de garantía.
- ✓ La mayoría de nuestros productos están disponibles en inventario y listos para enviarse rápidamente desde nuestro almacén en León Mexico.

CTI ESPECIALISTAS EN
DETECCIÓN DE GASES

WEB: ctigas.com



EMAIL: ventas@ctigas.com

Reducción de la carga de amoníaco en un sistema construido en campo

Traducido por Victor Roldan INFRICO

Como parte del impulso dentro de la industria de refrigeración con amoníaco para minimizar las cargas del sistema de amoníaco, algunas empresas están recurriendo a sistemas compactos para lograr una carga más baja, pero también es posible reducir la carga en los sistemas construidos en campo. Walter Teeter director ejecutivo de Republic Refrigeration Inc. y presidente electo de IAR dijo que “Ha habido más presión sobre los diseñadores para descubrir cómo reducir la carga de refrigerante. Para muchos proyectos, el objetivo es permanecer por debajo de las 10,000 libras para evitar el Plan de Gestión de Seguridad de Procesos/ Gestión de Riesgos”. Agregó que mantenerse por debajo de las 10,000 libras puede ayudar al proceso de permisos y reducir algunos de los gastos regulatorios en la operación del sistema.

También indicó que la identificación y combinación de soluciones de ingeniería para reducir la carga se puede hacer en sistemas nuevos o existentes, pero Teeter dijo que siempre es más fácil hacerlo desde cero. Teeter comentó que “Lo que se puede hacer en una ubicación existente puede estar limitado debido a las restricciones de espacio o a lo que permitirán los municipios locales”.

Para determinar si utilizar un sistema construido en campo o un compacto, Teeter dijo que los operadores tienen que considerar el tamaño del trabajo, así como la economía involucrada. “Hay ciertos puntos críticos de tamaño para los sistemas en los que los compactos no son tan rentables”, y agregó que el costo real en grandes sistemas a menudo puede ser menor para los sistemas construidos en el campo que para los sistemas compactos.

En última instancia, el tamaño del sistema de refrigeración y la cantidad de amoníaco utilizado está definido por las necesidades de los usuarios finales. Teeter indicó que “Tienen una cierta cantidad de cajas o palés que almacenar, lo que dicta un cierto

tamaño de edificio, y quieren el edificio más eficiente energéticamente que puedan obtener al mejor precio”.

Cada sistema de refrigeración es único con diferentes condiciones de operación, requisitos de tonelaje y requisitos de espacio variables, pero Teeter dijo que los operadores pueden usar múltiples soluciones para reducir la carga. “Es una cuestión de hacer la mezcla de Ingeniería adecuada”.

Teeter indicó que Republic Refrigeration Inc. recientemente está construyendo un almacén frigorífico con una carga de refrigeración de 2400 TR, de las cuales 1100 TR son túneles de congelación rápida y que tendrá una carga inferior a 10,000 lbs. de amoníaco cuando está completamente construido.

Para determinar la mejor solución, el cliente debe tener un objetivo en mente. Teeter expone que “A veces, el objetivo lo impulsan las políticas corporativas, a veces lo impulsan los problemas regulatorios locales porque a ciertas localidades no les gusta permitir grandes sistemas de carga”. “Algunas empresas pueden recibir descuentos en las tarifas de seguros al minimizar el potencial de exposición del producto al refrigerante utilizado en el sistema”.

Si el objetivo es mantenerse por debajo de las 10 000 libras, se puede lograr utilizando nuevos conceptos de diseño para el sitio de la planta. “Algunos proyectos se vuelven tan grandes que no hay forma de quedar por debajo de las 10,000 libras y no se puede hacer nada”, dijo Teeter.

Sin embargo, mediante el uso de nuevos productos y tecnología de diseño, aún se puede resolver la carga total del sistema, lo que puede reducir la carga reglamentaria en la operación de la instalación.

Teeter indica que, para reducir la carga, algunos operadores están recurriendo a sistemas de cascada de CO₂ y amoníaco, sistemas de salmuera volátil de CO₂ y sistemas de refrigeración secundarios que se pueden combinar con otras soluciones de ingeniería. “La gran reducción

se consigue cuando se llega a la decisión de utilizar estos sistemas alternativos”, explicó.

Agregó que ha habido un movimiento para cambiar las tasas de recirculación de 3 a 1 a tasas de recirculación de 1,5 a 1, lo que se traduce en una reducción de las cargas. “La industria siempre ha tenido una tasa de 3 a 1 para la tasa de recirculación lo cual dicta ciertos tamaños de líneas de líquido. Teeter indicó que cuando se reducen las tasas de recirculación, puede cambiar el tamaño de las líneas”. “Para un tonelaje determinado, se necesita una cantidad X de área para que el líquido fluya hacia los evaporadores. Al utilizar un ratio de 1.5 a uno, se reduce la cantidad de líquido en circulación a la mitad. Si solo se mueve la mitad, se pueden tener tamaños de línea más pequeños y reducir significativamente la carga total de refrigerante a través del diseño del sistema”.

Con un diseño de amoníaco de expansión directa, el sistema mueve la cantidad exacta de líquido que evapora. Algunos fabricantes han estado trabajando para que estos sistemas sean más fiables. Muchos de estos nuevos diseños de productos ayudan a reducir la cantidad de amoníaco utilizado en el sistema. “Las sanciones de ir al DX no son tan grandes como solían ser”, dijo Teeter.

Teeter indicó que la tecnología sigue adaptándose y cambiando, lo que permite a la industria ofrecer sistemas con una carga de amoníaco más baja. Eso podría ser particularmente beneficioso a medida que más y más usuarios finales se cambien a refrigerantes naturales, ya que los hidrofluorocarbonos y los hidroclorofluorocarbonos se están eliminando cada vez más para cumplir con los requisitos regulatorios y gubernamentales. “Esto lleva a las personas a considerar los sistemas de amoníaco donde el amoníaco u otros refrigerantes naturales tal vez no se había considerado antes”, dijo.

Reducción de la carga de amoníaco en sistemas de refrigeración de pistas de patinaje sobre hielo.

CLAUDE DUMAS, CITY OF MONTREAL COSTAS LABOS, CITY OF MONTREAL
CONSTANTINE PETROPOULOS, PBA2 VICTOR SANTANGELO, PBA

Traducido por Javier Cano, (INTARCON)

La información contenida en el presente documento se proporciona sólo a título indicativo, sin garantía implícita o explícita. Es responsabilidad del usuario validar los parámetros aplicables a su uso específico y realizar los ajustes necesarios.

Los proyectistas de la refrigeración de las pistas de patinaje sobre hielo de la ciudad de Montreal han conseguido reducir la carga de amoníaco de los sistemas gracias a un diseño que utiliza una tubería de alimentación de líquido a media altura del intercambiador de calor de placas y emplea lo que, según la memoria de proyecto, es un innovador recipiente de equilibrado.

Montreal posee y explota 47 pistas de patinaje refrigeradas y pretende sustituir sus sistemas que utilizan refrigerantes hidroclorofluorocarburos que están siendo eliminados por el Protocolo de Montreal.

La ciudad está recurriendo a sistemas de refrigeración de amoníaco para las pistas, que están sujetas a estrictas normas y directrices de seguridad. Los autores del informe afirman que las instalaciones de la ciudad superan las "normas más estrictas" gracias al uso de lavadores de amoníaco (aire) en la sala de máquinas, tanques de neutralización y carga reducida de amoníaco.

El documento describe una innovación para el proyecto que consiste en un recipiente de equilibrado diseñado para simplificar el sistema, minimizar la carga de refrigerante, minimizar los dispositivos de control y "evitar la necesidad de un dispositivo de control del nivel de refrigerante y de un recipiente de alta presión".

Hasta ahora, la ciudad de Montreal ha completado las obras de 14 estadios, 11 están en fase de diseño y cuatro en construcción, y se prevé que todo el proyecto esté terminado en 2020.

INTRODUCCIÓN

El sector de la refrigeración está volviendo gradualmente a la utilización de amoníaco como sustituto de los refrigerantes basados en hidroclorofluorocarburos, como el R-22. Estos refrigerantes HCFC ya no son una opción en la industria de la refrigeración debido a su impacto medioambiental y están siendo eliminados por las normativas gubernamentales que se adhieren a los tratados internacionales (Protocolo de Montreal).

El amoníaco está clasificado como refrigerante de tipo B2L3, lo que significa que es tóxico y ligeramente inflamable⁶. Para reducir el riesgo de exposición debido a un fallo de los componentes, un accidente o un error humano, la instalación debe cumplir estrictas normas de seguridad, las directrices publicadas por CSA, IIR, ASHRAE, normas provinciales y municipales.

La ciudad de Montreal cuenta con instalaciones que superan las normas más estrictas. La propuesta de la ciudad de Montreal para reducir tanto el riesgo como el nivel de exposición incluye, lavadores de amoníaco (aire) en la sala de máquinas en caso de fuga de refrigerante, tanques de neutralización y carga reducida de refrigerante de amoníaco.

SISTEMAS DE CARGA CRÍTICA 4

"...El sistema de carga crítica es un tipo de sistema de refrigeración cuya carga de refrigerante está limitada de tal manera que, si toda la carga se encuentra en los evaporadores, no es posible que el refrigerante líquido sea arrastrado hacia la línea de aspiración del compresor".

En este artículo explicaremos los métodos que hemos aplicado para reducir la carga total de refrigerante y conseguir un diseño de sistema frigorífico que contiene sólo 280 gr por kW frigorífico (1kg/TR).

El conjunto del separador de tubo en U (1) incluye la tubería

de alimentación de líquido (7), el montante de vapor húmedo (8) y el intercambiador de calor de placas (evaporador) (2), diseñado para trabajar con un recipiente de equilibrado (9), una columna de nivel (3) y un interruptor de seguridad de nivel alto (4). El separador utiliza el cambio de dirección, los deflectores y la acción centrífuga para lograr la separación de vapor y líquido. En comparación con un separador convencional, este diseño en U ocupa menos espacio físico, se suministra premontado y listo para instalar sin necesidad de una estructura de soporte in situ.

El intercambiador de placas (2) de refrigerante a salmuera se seleccionó para obtener un rendimiento óptimo utilizando alimentación por gravedad al movimiento del termosifón y una carga de líquido refrigerante a media altura. Este diseño parcialmente inundado optimiza la ebullición del refrigerante y el recalentamiento del vapor. Según los ingenieros de diseño del fabricante del intercambiador, "el evaporador de placas inundado puede ser más eficiente si el nivel de líquido en la tubería de alimentación se sitúa a media altura del intercambiador de calor de placas, maximizando el uso de la superficie de las placas para producir el cambio de fase del refrigerante".

El caudal de salmuera se redujo a 21 kg/s (aproximadamente la mitad del valor típico del sector) con una diferencia de temperatura de 2K, lo que permite reducir los costes de funcionamiento.

La columna de 4 pulgadas (3) y el conjunto de visores (13) permiten la verificación visual del nivel de refrigerante líquido y el ajuste de la carga. A la columna se le ha añadido un interruptor de nivel de flotador (4) que proporciona una protección de corte contra la acumulación de líquido en la aspiración y la sobrecarga de refrigerante.

El depósito de aceite (5) se seleccionó para un volumen (V5) igual

Reducción de la carga de amoníaco en sistemas de refrigeración de pistas de patinaje sobre hielo.

al volumen de la tubería de líquido (6) $\times 1,1$ ($V_6 * 1,1$ donde el volumen del acumulador = V_6).

La tabla 1 ilustra los volúmenes de las tuberías y la correspondiente capacidad de acumulación de amoníaco para los diámetros típicos de recipientes.

Tanto la tubería de líquido prefabricada (7) como el montante de vapor húmedo (8) tienen un diámetro de 4".

El recipiente de equilibrado (9) se ha diseñado como un acumulador y su función es evitar que el refrigerante líquido supere el nivel máximo de funcionamiento (12) cuando el depósito de aceite está completamente lleno de aceite. El volumen del recipiente (V_9) = $(V_6 + V_5) * (1,1)$.

El visor (10) corresponde al nivel

mínimo de líquido (o $\frac{1}{2} H$ donde H = altura del intercambiador de calor de placas) para un sistema correctamente cargado con un depósito de aceite lleno de refrigerante (5), mientras que un depósito de aceite lleno de aceite del compresor tendría un nivel de amoníaco líquido correspondiente al visor (11). Si el líquido sobrepasa el indicador de nivel (12), los compresores deben detenerse inmediatamente y no se permite su funcionamiento hasta que se corrija la carga de refrigerante (o la anomalía).

No se muestra aquí el recipiente de servicio (14). Este recipiente no se encuentra en el flujo de refrigerante y sólo contiene vapor de refrigerante. Se utiliza para recoger refrigerante líquido cuando las operaciones de mantenimiento lo requieran.

El puerto de aspiración (15) está situado en la parte superior del separador en "U", mientras que el puerto (16) corresponde a la alimentación de líquido. El puerto de reserva (17) puede alojar un detector de nivel electrónico (no utilizado). El visor (18) corresponde a la parte superior del recipiente de equilibrado.

El refrigerante líquido y la salmuera entran en el intercambiador de calor por los puertos (6) situados en la parte inferior y fluyen hacia arriba en sentido equicorriente (paralelo). El flujo en equicorriente permite un mayor cambio de fase del refrigerante en la base del intercambiador de calor. La figura 3 también muestra la recogida de aceite en caso de que el aceite insoluble sea más pesado que el refrigerante.

INNOVACIÓN

El aspecto innovador en este proyecto es el uso de un recipiente de equilibrado (9) diseñado para simplificar el sistema frigorífico, minimizar la carga de refrigerante, minimizar los dispositivos de control y evitar la necesidad de un detector de nivel de refrigerante y de un recipiente de alta presión.

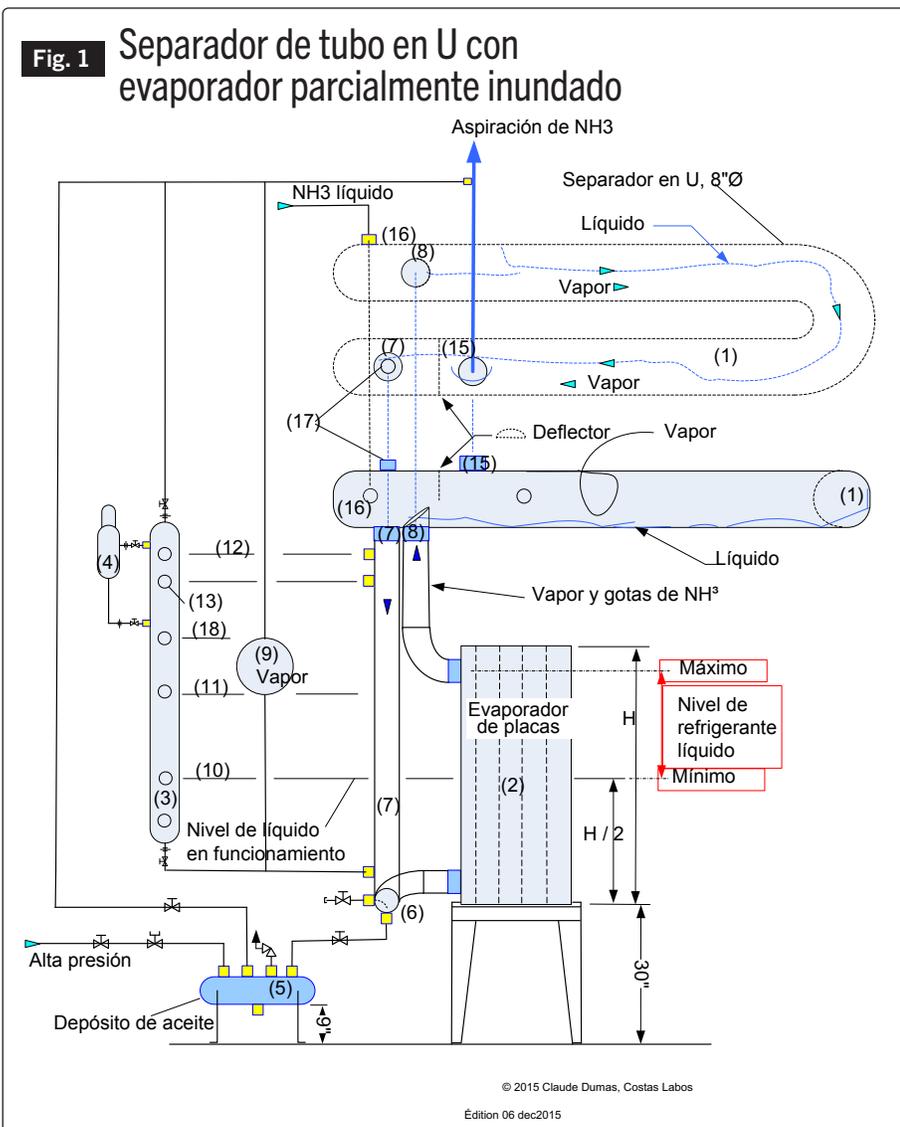
EL RIESGO VS. LA CARGA DE REFRIGERANTE

El primer proyecto en el que Montreal aplicó la política de utilizar amoníaco como refrigerante alternativo en un estadio cubierto fue el estadio Raymond Bourque. El sistema de refrigeración de las dos pistas utilizaba dos evaporadores inundados de carcasa y tubos (uno para cada pista), un recipiente de refrigerante de alta presión, un condensador evaporativo y una carga de amoníaco de 750 kg. Véase la tabla 2, Arena R-Bourque.

Dada la cantidad de amoníaco introducida en el sistema de refrigeración del estadio y la naturaleza tóxica del refrigerante, se encargó un estudio de evaluación de riesgos.

El informe confirmó la relación directa entre el nivel de riesgo y la cantidad de amoníaco presente en un sistema y recomendó que "...se diera prioridad a minimizar la carga de refrigerante, reduciendo así el riesgo de una fuga accidental".

Con esta premisa, la estrategia para reducir drásticamente la carga de amoníaco llegó rápidamente: se introdujo el diseño de carga crítica.



En primer lugar, enumeramos e identificamos todos los componentes de refrigeración y etiquetamos específicamente los que tenían un gran volumen o un potencial de almacenamiento de amoníaco (por ejemplo, el separador de aspiración, los evaporadores de carcasa y tubos, el condensador evaporativo, el recipiente de alta presión, el depósito de aceite, las líneas de líquido, la tubería de líquido, la columna de visores, etc.).

En nuestro diseño se adoptaron las siguientes medidas:

a- Se sustituyó el condensador evaporativo por un intercambiador de calor de placas de amoníaco / glicol acoplado a un aerofriador de glicol.

b- Se sustituyó el condensador de carcasa y tubos por un

intercambiador de calor de placas soldado compacto.

c- Se seleccionó un evaporador de placas para obtener una eficiencia óptima en modo termosifón y en condición de inundación parcial.

d- Sustitución del separador de aspiración convencional y la estructura de soporte correspondiente por un separador de tubos en U, reduciendo así el espacio ocupado y el tiempo de instalación.

Nota:

- Dado el diseño de carga crítica, ni el separador de tubo en "U" ni un separador convencional deben contener refrigerante líquido.

- El diseñador no está obligado a utilizar el separador en "U" para

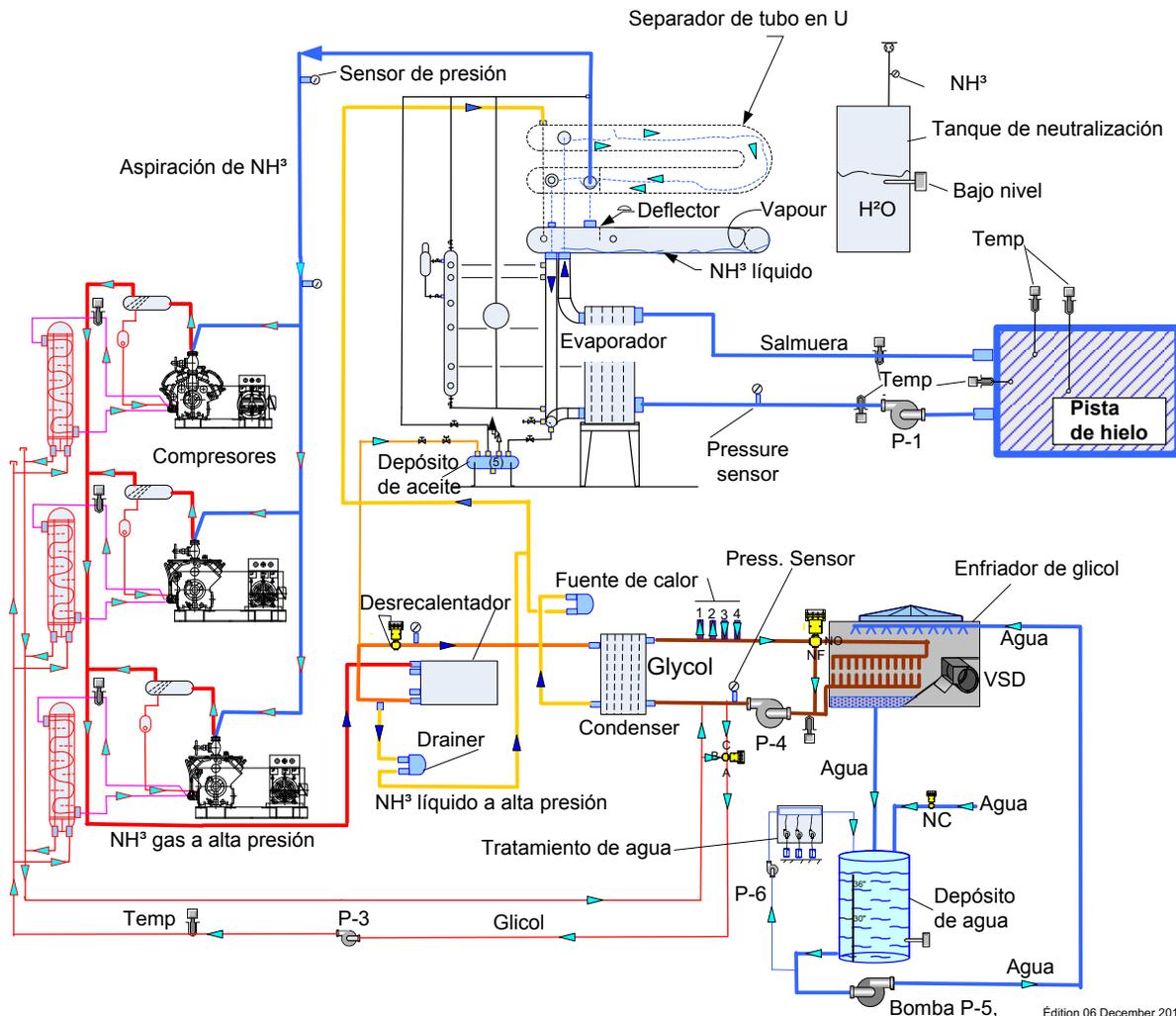
lograr la eficiencia de un sistema de refrigeración con carga crítica como el nuestro.

e- Se eliminaron dos válvulas cierre utilizadas para el servicio (y el ajuste) entre el evaporador y el separador. Esto permitió reducir la tubería de líquido y montante de vapor húmedo (de 6" a 4"), reduciendo así la carga de refrigerante.

f- Se eliminó el control de nivel de refrigerante.

g- Se modificaron las tuberías y se eliminó el recipiente de alta presión, que inicialmente tenía una función de equilibrado de la carga, para convertirlo en un simple recipiente de servicio, por lo que en condiciones normales de funcionamiento sólo contiene vapor.

Fig. 2 Sistema completo de refrigeración de carga reducida



Edition 06 December 2015
© 2015 Claude Dumas

y los ratios de carga obtenidos en nuestras pistas de patinaje.

Nuestro objetivo durante los últimos años, y los catorce (14) sistemas de refrigeración de pistas de hielo completados, ha sido siempre reducir

los riesgos a través de un diseño prudente y una implementación dirigida a minimizar la carga de refrigerante de amoníaco, superando las normativas industriales y sin comprometer la seguridad y el rendimiento.

En numerosas ocasiones tuvimos que guiar a los distintos agentes del sector, ya fueran proveedores o contratistas, para que cambiaran el paradigma de que más es mejor no se aplica a los sistemas de refrigeración con carga crítica.

Muchas veces tuvimos que ordenar a los contratistas eliminar el exceso de refrigerante en el sistema.

CONCLUSIÓN

El uso de un conjunto de separador de tubo en U suministrado de fábrica, con un montante compacto de líquido y vapor húmedo y un fácil acople a la parte superior del bastidor del cambiador de calor de placas, facilita el trabajo del instalador, minimiza el espacio ocupado y reduce el tiempo de instalación. Véase la Fig. 2.

El uso de un recipiente de equilibrio (9) es nuestra innovación; una protección añadida para alojar la cantidad de refrigerante desplazada por la migración de aceite y proteger los compresores de posibles retornos de líquido. Este diseño minimiza la carga de refrigerante y evita los dispositivos de control de nivel de alimentación de líquido.

El diseñador no está obligado a utilizar el separador en "U", sino que puede utilizar un separador de aspiración para conseguir la eficacia de un sistema de refrigeración de carga crítica como el nuestro, simplemente siguiendo las instrucciones indicadas. Un separador convencional implicaría mayor ocupación de espacio y requeriría una estructura de soporte añadida; sin embargo, no se necesitaría un recipiente de equilibrado.

Para reducir el riesgo (de exposición al amoníaco), hemos priorizado la necesidad y el compromiso de minimizar la carga de amoníaco en el sistema de refrigeración; por eso, al ajustar la columna de líquido en la tubería de alimentación, el nivel de líquido en el evaporador y al introducir el recipiente de equilibrado, se reduce significativamente la carga de refrigerante de muchos de nuestros sistemas.

El mensaje que hay que recordar es: El evaporador de placas inundadas puede ser más eficiente si el nivel de líquido en la tubería de alimentación

Tabla 1 Diámetros típicos de las tuberías y sus correspondientes contenidos de líquido y vapor

Diámetro	Volumen L/m.	Weight (lb) of R-717 per linear foot of pipe at 6°F	
		Líquido kg/m.	Vapor kg/m
1" *	0.46	0.31	0.001
2" *	1.91	1.25	0.004
3"	4.77	3.14	0.009
4"	8.21	5.4	0.016
6"	18.63	12.26	0.037
8"	32.27	21.23	0.065

*schedule 80

Tabla 2 Refrigerant Charge and the Ratio Realized in Our Skating Rinks

		R-717 charge vs. TR in our skating rinks					
	Estadio	Separador	año	kW	Kg (R-717)	Kg R-717/kW	Tamaño de la pista de hielo
01	R-Luongo *	SD	2015	309	113	0.37	85'x200'xR=28'
02	Chaumont *	U	2015	250	79	0.32	85'x200'xR=28'
03	St-Charles *	U	2015	250	73	0.29	75'x175'xR=25'
04	D-Harvey *	SD	2014	250	91	0.36	85'x200'xR=28'
05	C-Jetté *	SD	2014	250	91	0.36	85'x200'xR=28'
06	M-Brodeur *	U	2014	309	66	0.21	85'x200'xR=28'
07	Ahuntsic *	U	2013	250	76	0.30	85'x200'xR=28'
08	P-Marquette *	SD	2012	250	91	0.36	75'x175'xR=25'
09	P.P.Morin *	SD	2012	330	102	0.31	85'x200'xR=28'
10	M-Normandin *	SD	2011	250	102	0.41	85'x200'xR=28'
11	C-Houde *	SD	2010	250	102	0.41	85'x200'xR=28'
12	H-Morenz *	SD	2010	250	102	0.41	85'x200'xR=28'
13	H-Bourassa *	SD	2010	250	159	0.64	85'x200'xR=28'
14	J-Lemaire *	SD	2010	400	227	0.57	85'x200'xR=28'
Una doble pista de hielo previa a nuestro proyecto estándar							
15	R-Bourque #A †	SD	2007	534	680	1.27	85'x200'xR=28'
16	R-Bourque #B †	SD	2007				85'x200'xR=28'

Note:

U= U tube separator.

SD= Surge drum separator.

TR= TON of refrigeration

* System: Flooded, critical charge, Plate type evaporator and condenser, fluid cooler. Build as per a standardized drawings and specifications.

† System: Flooded, two shell and tubes evaporators, high pressure receiver, evaporative condenser.

está a media altura del intercambiador de calor de placas, maximizando el uso de la superficie de las placas para producir el cambio de fase del refrigerante. Este es un aporte del ingeniero de diseño del fabricante de los intercambiadores. Véase la Fig. 3.

REFERENCIAS:

1. El refrigerante amoniaco está identificado por la norma ASHRAE 34 con el número R-717, su peso molecular es 17 mientras que su fórmula es NH₃.
2. PBA es la empresa consultora de ingeniería Petropoulos, Bomis & Assoc. Inc. experta en refrigeración con amoniaco.
3. Norma ASHRAE 34-2013, Página.9, TABLA 4-1,. Datos del refrigerante y clasificaciones de seguridad. Página16, FIGURA 6.1.4,. Clasificación del grupo de seguridad del refrigerante..... A2L y B2L son refrigerantes de menor inflamabilidad con una velocidad máxima de combustión de ≤ 10 cm/s (3,9 pulg./s).
4. De acuerdo con CSA B52-13, P. 18,
5. Para obtener más información sobre nuestros sistemas de refrigeración, visite la siguiente página web: http://pages.videotron.com/NH3/text/publications_cdumas.html. El título del archivo es: "Mise aux normes du système frigorifique de l'arène Ahuntsic, Réfrigérant R-717".
6. Lecompte Michel "Nouvelles normes de réfrigération", ASHRAE-Montréal conférence, 11 Janvier 2016, page 20/32, "EPA, Alternatives for Refrigeration

Diseño para la tecnología DX: Cuatro pasos

Traducido por Victor roldan INFRICO

El movimiento hacia los sistemas de baja carga de refrigeración de amoniaco está creciendo en popularidad por varias razones, y una forma eficaz de reducir significativamente la carga de amoniaco es el diseño de evaporadores con tecnología DX [expansión directa].

La reducción de la cantidad de amoniaco necesaria para refrigerar una instalación reduce los riesgos asociados a una fuga de amoniaco, tanto para las personas como para los productos. Una menor carga de amoniaco en el sistema también ofrece la posibilidad de reducir los requisitos normativos en las grandes instalaciones y abre el sector a posibles nuevas aplicaciones del amoniaco en sistemas comerciales más pequeños.

El uso de amoniaco DX puede reducir la carga del evaporador entre 30 y 50 veces en comparación con los diseños de bombeo o de alimentación inferior por inundación. En otras palabras, cuando el evaporador funciona con amoniaco DX, sólo contiene entre 1/30 y 1/50 veces la cantidad de amoniaco utilizada en los evaporadores bombeados de amoniaco tradicionales, lo que minimiza significativamente los riesgos de seguridad. Además de reducir la carga de amoniaco, la

tecnología DX también reduce el consumo de energía en comparación con los sistemas de recirculación por bomba, al eliminar la necesidad de las bombas de sobrealimentación de líquido y al minimizar las pérdidas de presión en la línea de aspiración, resultado de operar las líneas de aspiración en seco en lugar de en húmedo. Por último, debido al menor tamaño de los recipientes y líneas y a la eliminación del conjunto de recirculación que se encuentra en un sistema de amoniaco bombeado, el coste inicial comparativo de un sistema de amoniaco DX es menor.

El menor riesgo asociado a las fugas de amoniaco, combinado con la excelente eficiencia energética, hace que el amoniaco DX sea atractivo para los sistemas comerciales más pequeños, como los centros de distribución de servicios alimentarios, que tradicionalmente han sido refrigerados por HFC. "La aplicación de expansión directa con amoniaco a bajas temperaturas es algo que no habíamos podido hacer hasta ahora. Según dijo Bruce Nelson, presidente del fabricante de sistemas DX Colmac Coil Manufacturing y autor del Manual de tuberías de amoniaco DX, esta tecnología permite aplicar el amoniaco DX a congeladores, a la congelación rápida y a otras

aplicaciones de baja temperatura".

La magnitud de la reducción de la carga de amoniaco que permite el amoniaco DX también reduce los requisitos normativos de la Agencia de Protección del Medio Ambiente, la Administración de Seguridad y Salud Ocupacional y el Departamento de Seguridad Nacional, y potencialmente reduce el riesgo y las primas de los seguros. Esto se debe a que la tecnología DX permite la construcción de una gran instalación de almacenamiento en frío, con hasta 1.500 toneladas de capacidad de refrigeración, utilizando una carga total de amoniaco in situ por debajo del umbral reglamentario de 10.000 libras.

"Una vez superadas las 10.000 libras, las tres agencias federales se interesan por lo que se hace", dijo Nelson. "Con la nueva tecnología DX disponible ahora, se puede operar una gran instalación con sólo seis o siete libras de amoniaco por tonelada de refrigeración. Cuando se utilizan fluidos secundarios para enfriar las salas de mayor temperatura, se puede reducir la cantidad a menos de tres libras de amoniaco por tonelada de refrigeración".

Antes de diseñar e instalar un sistema con tecnología DX, Nelson dijo que se deben seguir los siguientes cuatro pasos:

1. El evaporador debe seleccionarse

cuidadosamente para incluir el tipo adecuado de tubería que incluya una mejora interna diseñada específicamente para el amoníaco DX. La elevada relación entre el volumen específico de vapor y el de líquido del amoníaco a bajas temperaturas, combinada con su elevado calor latente de vaporización, provoca una inevitable separación de las fases

atmósfera (en vacío). El efecto negativo de pequeñas cantidades de agua en el rendimiento del evaporador no se ha reconocido plenamente en el pasado, pero debe abordarse durante el diseño del sistema de amoníaco DX. Con el sistema de amoníaco DX de baja temperatura, se puede aplicar con éxito a temperaturas de aspiración inferiores a -50 grados F.

recalentamiento es clave para un control estable del evaporador. También es importante contar con un distribuidor de refrigerante adecuado para garantizar el suministro uniforme del amoníaco expandido a todos los circuitos del evaporador, al tiempo que se permite el flujo sin restricciones del gas caliente durante el desescarhe.

En resumen, la tecnología de amoníaco DX ofrece tres grandes ventajas. En primer lugar, el diseño es intrínsecamente más seguro gracias a la importante reducción de la carga de amoníaco. En segundo lugar, el amoníaco DX reduce el consumo de energía y los costes de funcionamiento, lo que lo hace atractivo no sólo para las instalaciones industriales, sino también para las aplicaciones comerciales que anteriormente estaban dominadas por los HFC.

Por último, el coste de la instalación de amoníaco DX es menor que el de los diseños tradicionales de amoníaco bombeado.

"En primer lugar, la tecnología de amoníaco DX reduce la cantidad de amoníaco necesaria para refrigerar una instalación, por lo que es una tecnología intrínsecamente más segura", dijo Nelson. "También ofrece al usuario final las atractivas ventajas de un menor coste inicial y unos menores costes de funcionamiento".

En otras palabras, cuando el evaporador DX, sólo contiene entre 1/30 y 1/50 veces la cantidad de amoníaco utilizada en los evaporadores de amoníaco de bomba tradicionales, lo que minimiza significativamente los riesgos de seguridad.

El efecto negativo de pequeñas cantidades de agua en el rendimiento del evaporador no se ha reconocido del todo en el pasado, pero debe abordarse durante el diseño del sistema de amoníaco DX.

El menor riesgo asociado a las fugas de amoníaco, combinado con la excelente eficiencia energética, hace que el amoníaco DX sea atractivo para los sistemas comerciales más pequeños, como los centros de distribución de servicios alimentarios, que tradicionalmente han sido refrigerados por HFC.

de vapor y líquido en el interior de los tubos del evaporador. Esta separación de fases hace que el amoníaco líquido corra por el fondo de los tubos, dejando la parte superior de los mismos completamente "seca". El resultado es un rendimiento extremadamente pobre del evaporador y una aspiración inferior a la esperada. La nueva tecnología DX resuelve este problema con una técnica de refuerzo que mitiga esa separación para mejorar el rendimiento incluso a bajas temperaturas.

2. El sistema debe estar diseñado para capturar y eliminar el agua del amoníaco. Incluso pequeñas cantidades de agua en el amoníaco penalizarán significativamente el rendimiento del evaporador de amoníaco DX.

El agua debe eliminarse eficazmente durante el funcionamiento, especialmente en los sistemas de congelación que funcionan a presiones de aspiración inferiores a una

3. Debe haber tuberías adecuadas para el manejo del condensado de desescarhe. En un sistema de amoníaco bombeado, el condensado del desescarhe se devuelve normalmente a uno de los recipientes de recirculación, donde simplemente se bombea de nuevo, o "recircula", a los evaporadores. En un sistema DX, el condensado del desescarhe no se recircula, por lo que debe tenerse muy en cuenta en el diseño del sistema.

en el diseño del sistema. El mejor enfoque es siempre devolver el condensado de desescarhe al acumulador de aspiración de alta presión o al intercooler, donde puede utilizarse para conseguir líquido de alta presión subenfriado y gas de descarga del booster en el intercooler.

4. El control y la distribución adecuada del amoníaco expandido al serpentín del evaporador son fundamentales para un buen rendimiento. El uso de una válvula de expansión electrónica con su correspondiente controlador de

Reducción de la carga de refrigerante: estrategias y resultados en la construcción de sistemas de amoníaco de ultra baja carga

PEGA HRNJAK, PRESIDENTE, CTS RES. PROFESOR Y CODIRECTOR, DEL CENTRO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y REFRIGERACIÓN LA UNIVERSIDAD DE ILLINOIS, AAMPAÑA URBANA. PEGA@ILLINOIS.EDU

Traducido por Félix Sanz AEFYT

RESUMEN

Este documento presenta una descripción general de las razones para la reducción de carga en los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire y analiza las estrategias para la reducción de carga: en compresores (aceite), recipientes, tuberías e intercambiadores de calor. El enfoque se centra en los intercambiadores de calor, en particular los de microcanales. Además de una reducción obvia del volumen interno como estrategia para la reducción de carga, se presenta el efecto del flujo másico en la fracción vacía y la manipulación necesaria de los circuitos. Se proporciona un marco y un ejemplo de comparación entre refrigerantes en función de su potencial para una baja carga del condensador.

1. INTRODUCCIÓN

Este documento presenta los problemas relacionados con la reducción de la carga de refrigerante en los siguientes puntos:

1. Razones para la reducción de carga en general
2. Estrategias, específicamente en el intercambiador de calor, y particularmente en el de microcanales.
3. Evaluación del potencial de reducción de carga con varios refrigerantes
4. Ejemplos de enfriadoras de amoníaco con carga extremadamente baja

2. RAZONES PARA LA REDUCCIÓN DE CARGA:

La reducción de la carga de refrigerante es atractiva para cualquier refrigerante por varias razones:

- La baja carga puede ampliar

las posibilidades de algunos refrigerantes muy buenos (basados en ciclos de alta eficiencia, alto rendimiento de transferencia de calor/caída de presión, etc.) en áreas y ubicaciones donde estos fluidos están totalmente restringidos o solo se permiten en cantidades limitadas debido a problemas de inflamabilidad o toxicidad. Esto es particularmente cierto para fluidos como el amoníaco y los hidrocarburos que en algunas aplicaciones y lugares ya se aceptan por debajo de ciertos niveles (típicamente 150 kg para NH₃ y 150 o 50 g para HC).

- La eficiencia del sistema podría incrementarse en ciclos donde la migración de refrigerante en los períodos de parada es significativa.
- Se reducen los efectos medioambientales directos (importancia limitada para amoníaco o hidrocarburos): problemas de agotamiento de la capa de ozono, si los hay, problemas de calentamiento global, etc., especialmente en el caso de fugas catastróficas.
- Reducción de los costes iniciales por gastos de refrigerante y lubricante (poco importante para amoníaco o hidrocarburos ya que son muy económicos).

POSIBLES INCONVENIENTES DE LA BAJA CARGA:

La excesiva reducción de la carga podría dar lugar a problemas de funcionamiento como:

- Si el recipiente de líquido es inadecuado, las pequeñas fugas darán como resultado una carga insuficiente, lo que reducirá el rendimiento.
- Si la reducción de la carga se logra

al reducir demasiado el diámetro hidráulico de las tuberías, entonces las caídas de presión y el flash gas pueden afectar la eficiencia y quizás a la capacidad.

- Reducción de la fiabilidad de las bombas (si las hay) debido a la posible entrada de vapor y cavitación.

ESTRATEGIAS PARA LA REDUCCIÓN DE CARGA EN LOS SISTEMAS E INTERCAMBIADORES DE CALOR

1. La primera y casi trivial opción para la reducción de carga es agregar

un circuito con otro fluido en el sistema de refrigeración y de esa manera reducir la carga de refrigerante principal. Estas opciones pueden ser cascadas o circuitos de refrigerante secundario que en realidad convierten un sistema de refrigeración en una enfriadora con refrigeración secundaria monofásica o bifásica. Estas opciones fueron, y son, muy populares por su sencillez. El refrigerante en el sistema primario (o único) está en cada componente: compresor, recipiente(s), líquido, líneas bifásicas y de aspiración y, finalmente, intercambiadores de calor.

2. La reducción de las cantidades de líquido en los recipientes puede lograrse reduciendo su volumen y niveles de líquido y, a veces, su orientación.
3. Reducir la carga de refrigerante en el compresor a) reduciendo el volumen interno b) reduciendo la cantidad de lubricante y c) reduciendo la solubilidad del refrigerante (si es razonable). Huelga decir que la reducción del volumen en el lado de alta presión produce mejores resultados que

en el lado de baja en la aspiración debido a la diferencia de densidad. Una parte de la carga de lubricante en el compresor es función de la carga de refrigerante en el sistema para permitir la retención de aceite en el sistema.

4. La reducción de la carga de refrigerante en las tuberías generalmente se logra al reducir

relacionadas con la reducción del volumen interno. No se debe olvidar que el volumen interno de los intercambiadores de calor generalmente se determina en la fase de diseño en función del área de transferencia de calor necesaria para el propósito principal: transferencia de calor, tamaño de la tubería y circuito basados el objetivo de

requieren una tasa de flujo más alta. Estas caídas de presión más bajas pueden permitir que se utilicen tubos de menor diámetro. No debe olvidarse que el amoníaco tiene un calor latente de vaporización muy alto en comparación con otros refrigerantes, pero también un vapor muy ligero que aumenta la velocidad del tubo para el mismo caudal másico.

Los efectos de transferencia de calor en las estrategias de reducción de carga están relacionados con la transferencia de calor del lado del refrigerante. Coeficientes de transferencia de calor mayores significan que se requieren superficies más pequeñas para una transferencia de calor determinada. El efecto del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante es mayor para los intercambiadores de calor donde el lado del refrigerante presenta una resistencia relativamente grande de la total de transferencia de calor. Por ejemplo, es más fácil minimizar la carga en intercambiadores de calor con agua como los condensadores enfriados por agua o enfriadoras de agua, donde se calienta o enfría agua, en lugar de aire.

Esto es porque se requiere una mayor área de transferencia de calor para una capacidad dada en el caso de un intercambiador de calor con aire debido a su menor coeficiente global de transferencia de calor. Además, aquellos refrigerantes que permitan regímenes de flujo que sean mejores para la transferencia de calor (anular o intermitente en la evaporación o niebla en la condensación) o geometrías que estimulan tales regímenes de flujo (es decir, microaletas) proporcionarán mejores oportunidades para la reducción de carga. Que estas oportunidades se realicen, depende de la flexibilidad del diseño.

Como ya se ha dicho, cada reducción del diámetro interno, manteniendo todo lo demás igual, aumentará la caída de presión. La opción para reducir la caída de presión en el mismo diámetro de tubo con el mismo fluido es reducir la longitud del tubo o disminuir el flujo a través del tubo. Esto impulsa el diseño del intercambiador de calor con flujos paralelos de tubos de pequeño diámetro con los circuitos

"La base para la comparación de la eficiencia (entre los refrigerantes) es el análisis de ciclos (típicamente Rankine o Evans- Perkins) usando propiedades termofísicas. El análisis de ciclos implica una simplificación significativa que podría ser incluso engañosa en algunos casos."

el volumen interno (diámetro y posiblemente incluso la longitud). La reducción del diámetro da como resultado un aumento de las caídas de presión. Las caídas de presión en las líneas de líquido no afectan el rendimiento del sistema, pero pueden causar el indeseado flash gas que afecta a la operación de los controladores de flujo del líquido. Las caídas de presión en las líneas de aspiración afectan a la eficiencia del sistema y, por lo tanto, pueden ser desaconsejables.

5. La estrategia más atractiva e importante es reducir la carga en los intercambiadores de calor y este será el enfoque principal. La reducción de la carga de refrigerante en los intercambiadores de calor siempre está relacionada con una reducción del volumen interno. Se debe tener cuidado para equilibrar los efectos adversos relacionados con el aumento de la caída de presión o la reducción del calor transferido.

la caída de presión. Es una gran ventaja que la reducción del volumen sea proporcional al cuadrado del diámetro del canal (tubería), mientras que el área de transferencia de calor es una función lineal del diámetro. Por lo general, la consecuencia de la reducción del diámetro es un aumento de pérdida de presión que puede mitigarse aumentando el número de circuitos paralelos. Con todo ello, la reducción del volumen interno es solo un camino, relativamente trivial, para alcanzar el objetivo.

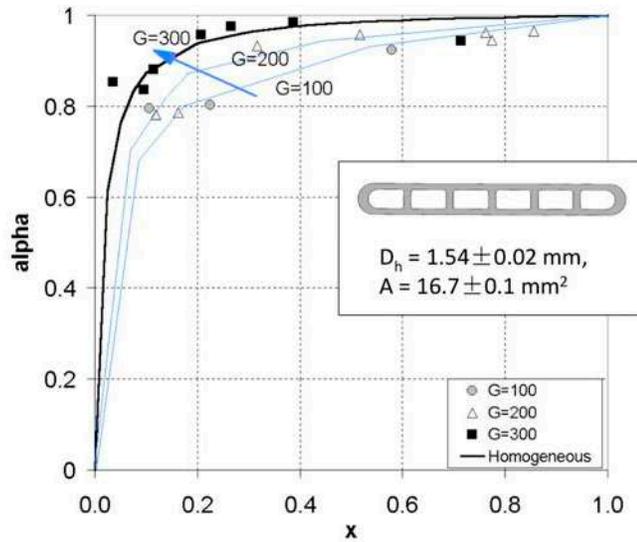
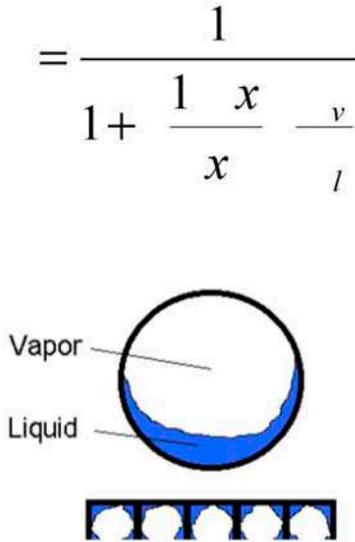
En los casos de los evaporadores por aspersión, se han logrado reducciones de carga significativas en comparación con los evaporadores de carcasa y tubos, incluso para el mismo volumen.

Para proporcionar suficiente capacidad con intercambiadores de calor de flujo en tubo, es necesario proporcionar un flujo de refrigerante que esté inversamente relacionado con el calor latente de vaporización. Por lo tanto, los refrigerantes con valores más altos de calor latente tendrán tasas de flujo másico más bajas para la misma capacidad y, en igualdad de condiciones, la consecuencia es una caída de presión más baja en comparación con aquellos que

ESTRATEGIAS PARA LA REDUCCIÓN DE CARGA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR
Casi todas las estrategias de reducción de la cantidad de refrigerante están

Fracción vacía: relación, concepto y algunos valores (flujo másico 100 kg/m²s = 2,3 oz/in²s)

Fig. 1



De forma que, la masa de líquido M_l se puede calcular como:

$$M_l = \int_0^L (1 - \alpha) \rho_l A dz$$

y la masa total se calcula como:

$$M_l + M_v = \sum (1 - \alpha_i) \rho_l A \Delta z_i + \sum (\alpha_i) \rho_v A \Delta z_i$$

más cortos posibles. Eso indica un diseño de intercambiador de calor en paralelo con un solo paso de forma asíntótica.

Sin embargo, la realidad es más compleja que este enfoque directo. El objetivo principal debería ser optimizar el COP del sistema para un caudal másico determinado alcanzando un equilibrio entre la transferencia de calor y la caída de presión. Cavallini, 2011, brindó una excelente discusión sobre este tema.

Al calcular la carga de refrigerante en un intercambiador de calor, los ingenieros suelen utilizar la fracción vacía, α ($\alpha = \text{Volumen de vapor} / (\text{Volumen de vapor} + \text{líquido})$) como variable principal. La figura 1 presenta la relación entre el R134a y la fracción vacía en un tubo del microcanales (Nino et. al. 2002).

Fracción vacía es un nombre inapropiado. No hay vacíos en ningún intercambiador de calor. Mejor nombre sería "fracción de volumen de vapor". Más aún, no estamos interesados en el vapor sino en el líquido porque es el líquido quien lleva la masa de refrigerante que estamos tratando de reducir:

Fracción vacía de amoníaco en un microcanales de 6 puertos, Adams, Hrnjak y Newell, 2003 (flujo másico 100 kg/m²s = 2,3 oz/in²s)

Fig. 2

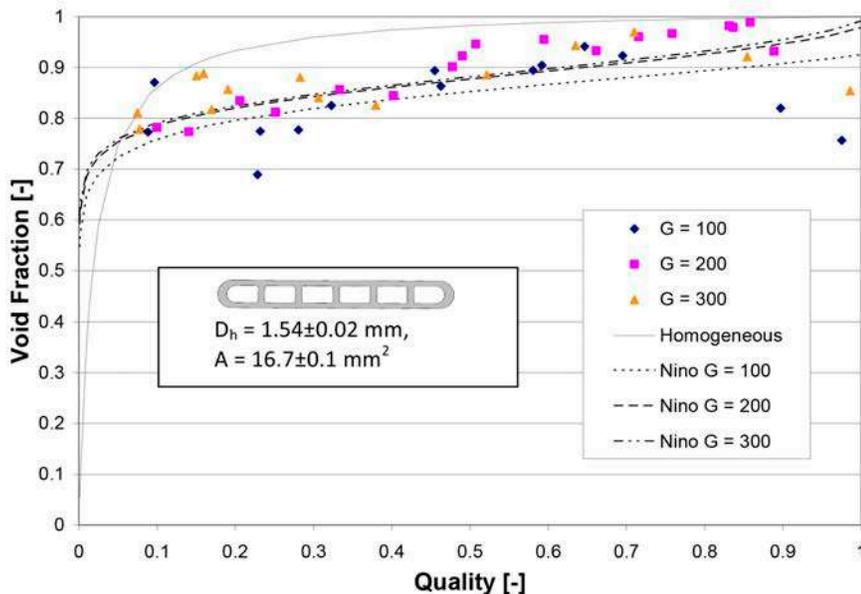
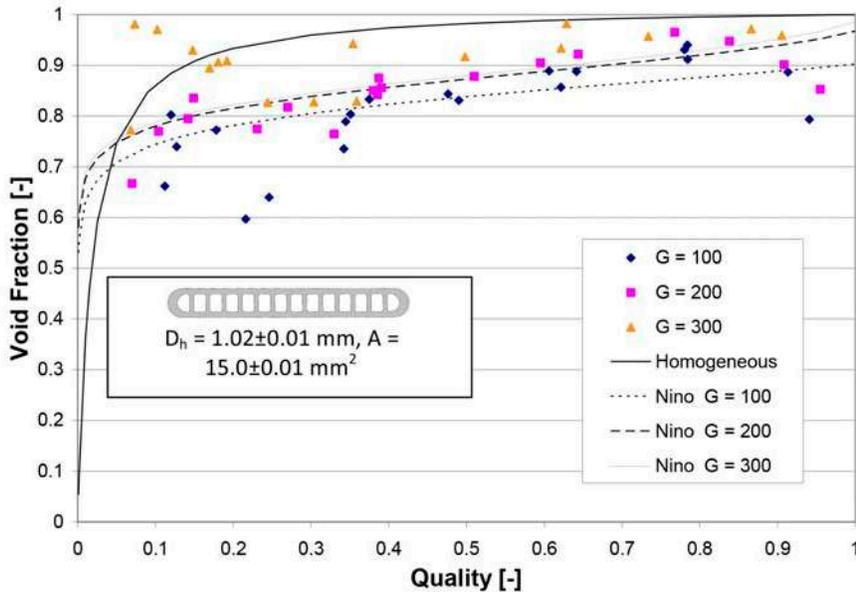


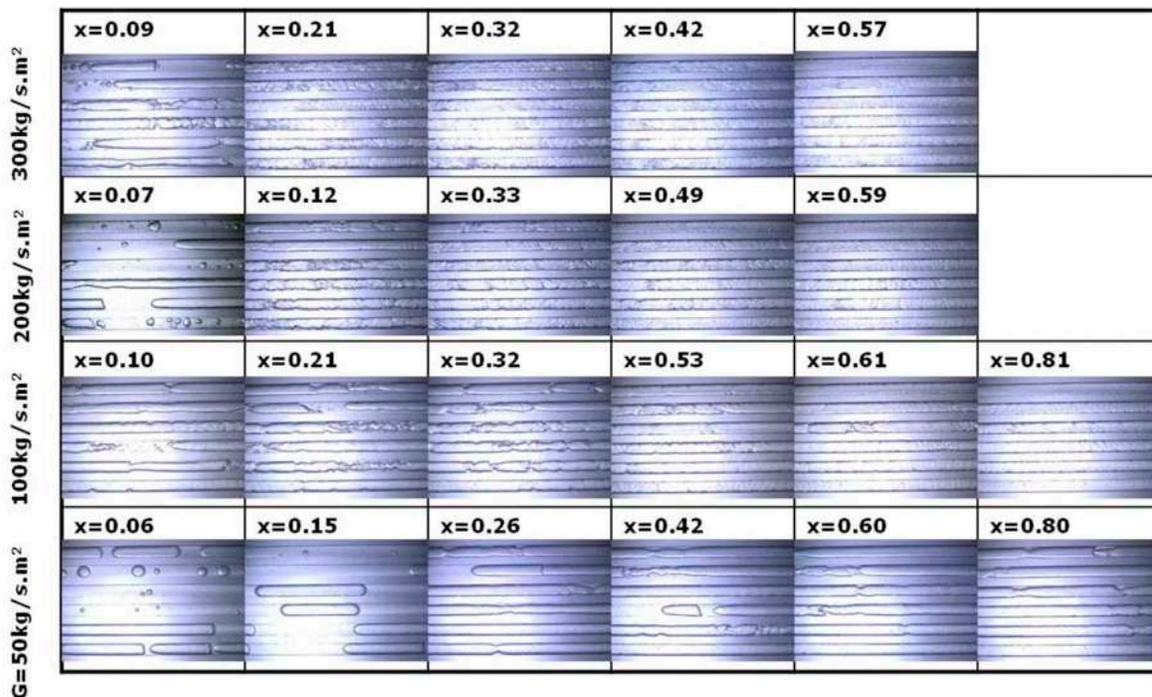
Fig. 3 Fracción vacía de amoníaco en un microcanales de 14 puertos, Adams, Hrnjak y Newell, 2003 (flujo másico $100 \text{ kg/m}^2\text{s} = 2,3 \text{ oz/in}^2\text{s}$)



Es muy importante tener en cuenta que la fracción vacía es una función del caudal o flujo másico (este hecho se descuida incluso en algunas correlaciones de fracción vacía). Esta relación es una herramienta muy importante cuando se diseña para reducir la carga de refrigerante. La tendencia es la misma que se discutió anteriormente: la reducción en el diámetro aumenta el flujo másico y aumenta la fracción vacía, por lo que reduce la carga. Esta tendencia se mostró en el gráfico que se muestra en la Figura 1.

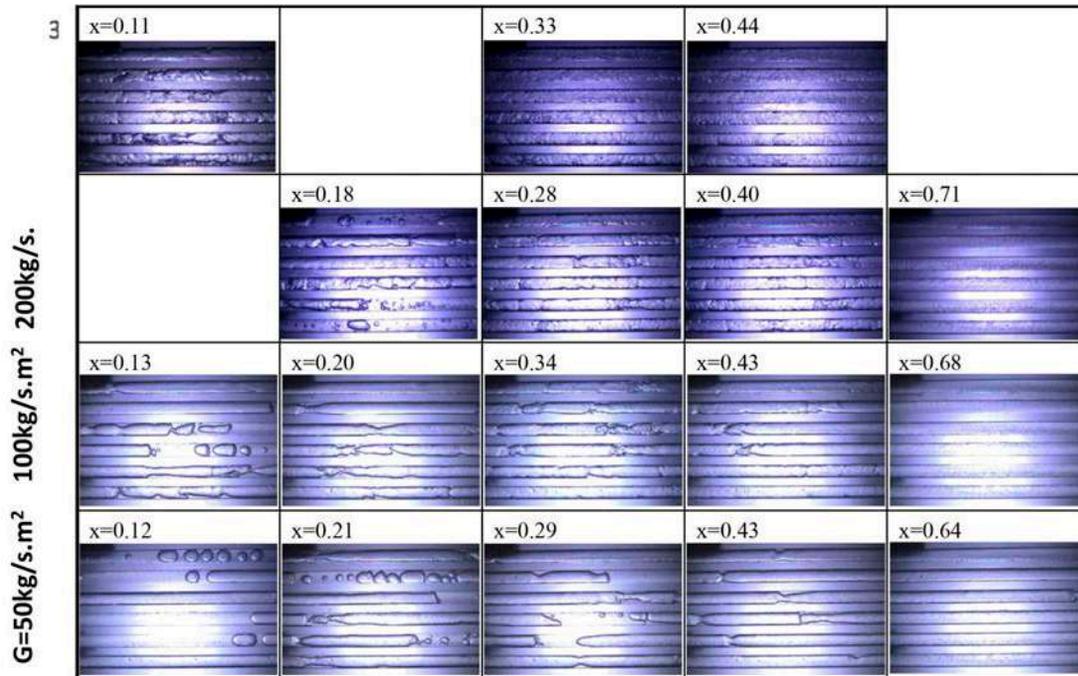
Existe una dificultad práctica al seguir la estrategia descrita anteriormente. Cuando se desea una mayor capacidad de un intercambiador de calor, se aumenta el número de pasos paralelos; en consecuencia, los colectores donde se fusionarán los flujos de los canales son cada vez más grandes. Los regímenes de flujo en los colectores están menos descritos y son mucho menos predecibles, y normalmente las fracciones vacías son más bajas en los

Fig. 4 Visualización del efecto del flujo másico y la calidad o título en la fracción vacía que soporta los valores medidos (R134a, 1 mm, 9 puertos), Nino, Hrnjak, Newell, 2003 (caudal másico $100 \text{ kg/m}^2\text{s} = 2,3 \text{ oz/in}^2\text{s}$)



Visualización del efecto del flujo másico y la calidad o título en la fracción vacía (R410A, 1 mm, 9 puertos), Nino, Hrnjak, Newell, 2003 (caudal másico $100 \text{ kg/m}^2\text{s} = 2,3 \text{ oz/in}^2\text{s}$)

Fig. 5



colectores que en los tubos.

Probablemente los intercambiadores de calor de baja carga más conocidos basados en la reducción del volumen interno son los de microcanales. A no ser que los colectores estén diseñados incorrectamente, ofrecen una carga extremadamente baja (menos de 10 g/kW incluso para el aire del otro lado). Hrnjak y Litch (2001) reportaron cargas de 18 g/kW para una enfriadora de amoníaco de microcanales enfriado por aire de 15 kW con una carga de condensador de 6 g/kW . Traeger y Hrnjak (2005) sobre un sistema R290 reportaron $8-10 \text{ g}$ de carga en un evaporador con un serpentín de microcanales de 1 kW . Hay algunos diseños de intercambiadores de calor de microcanales con agua como fluido en el otro lado (véase Palm, 2009).

Otros intercambiadores de calor efectivos de baja carga son los de placas. Son más conocidos en aplicaciones de enfriadoras y normalmente están hechos de acero inoxidable soldados con

cobre o níquel o bien tienen juntas. Variaciones similares son cada vez más comunes en los diseños de carcasa y placas.

Los intercambiadores de calor de placas con aire en el otro lado se utilizan predominantemente en sistemas de acondicionamiento de aire de automóviles como evaporadores. Las cargas típicas de refrigerante en intercambiadores de calor más grandes (Pearson, 2003) son 1 kg/kW , $0,5 \text{ kg/kW}$ y $0,25 \text{ kg/kW}$ para intercambiadores de calor de carcasa y tubos, placas y placas alimentadas por gravedad, respectivamente.

Z. Ayub, (1996) reporta bajas cargas (54 g/kW) en grandes evaporadores spray para amoníaco (4 MW).

EFFECTOS DEL CAUDAL O FLUJO MÁSCO EN LA REDUCCIÓN DE CARGA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Aunque la fracción vacía se ha estudiado extensamente [véase Zivi, (1964), Butterworth, (1975), Newell, (1999), Adams et al., (2003) y (2006), etc.] los efectos del flujo másico no

se han considerado siempre. Por lo general, para un fluido y una calidad o título local dados, el aumento de la masa o el flujo de calor afecta los regímenes de circulación de manera que aumenta la fracción vacía y así, reduce la carga.

Nino, Hrnjak y Newell, (2002) mostraron el efecto del caudal o flujo másico en la fracción vacía para R134a en tubos de microcanales (Figura 1), mientras que Adams, Hrnjak y Newell, (2003) arrojaron algo de luz sobre la fracción vacía para amoníaco (mostradas en las Figuras 2 y 3), dióxido de carbono y R245fa en microcanales. Las Figuras 2 y 3 presentan la fracción vacía en función de la calidad o título para tres flujos másicos, junto con las predicciones de correlación de los modelos homogéneos y Nino et al., (2002).

Es obvio, a pesar de cierta dispersión de datos experimentales, que los flujos másicos más altos dan como resultado fracciones vacías más altas (cargas de refrigerante

reducidas). Las fotografías de las Figuras 4, 5 y 6 [de Niño, Hrnjak y Newell, (2002)] muestran una evidencia visual de la misma tendencia, en microcanales transparentes, para R134a, R410A, y aire-agua (cuyo flujo de fluido se asemeja al amoníaco). La misma conclusión es válida para tubos de mayor diámetro que no se presentan aquí.

Está claro a partir de los datos experimentales y las fotografías que el aumento en el flujo másico reduce la carga (aumento de la fracción vacía).

EL ANÁLISIS DE LA CARGA EN ALGUNOS REFRIGERANTES INDICA QUE EL AMONIACO TIENE EXCELENTE POTENCIAL DE REDUCCIÓN

Como se ha discutido anteriormente, está claro que una carga baja es beneficiosa para todos los refrigerantes en todas las aplicaciones.

Las comparaciones de refrigerantes basadas en su eficiencia son comunes. La base para la comparación de la eficiencia es el análisis de ciclos (típicamente Rankine o Evans-Perkins) usando propiedades

termofísicas. El análisis de ciclos implica una simplificación significativa que podría ser incluso engañosa en algunos casos. No incluye las realidades del intercambiador de calor (transferencia de calor, caídas de presión, potencia para motores de aire o agua, etc.). Ese enfoque se basa en la termodinámica y se acepta como una primera aproximación en el análisis comparativo.

Sería interesante saber si los refrigerantes pueden compararse en función de su potencial de reducción de carga. Intentaremos presentar aquí el concepto para comparar refrigerantes en función de su potencial de reducción de carga en los intercambiadores de calor e ilustrarlo con un ejemplo. El concepto se basa en principio en la suposición de que el refrigerante que es menos sensible a la reducción del volumen interno y tiene menos líquido (alta fracción vacía) y más liviano (menor densidad) tiene un mayor potencial para la reducción de la carga. La sensibilidad a la reducción del volumen interno se define por la reducción del COP debido a la

caída de presión. La caída de presión es una función principalmente del caudal másico determinado por la porción (disponible) de calor latente, el volumen específico del vapor y la viscosidad del líquido.

ENFOQUE

Como se ha dicho anteriormente, el punto de partida más lógico para reducir la carga en los intercambiadores de calor comienza con la reducción del volumen interno. Un resultado de la reducción del diámetro de la tubería es una mayor caída de presión. La comparación justa de refrigerantes debe basarse no en la misma caída de presión sino en el efecto que tiene la caída de presión sobre la eficiencia (COP) mientras se mantiene la misma capacidad.

La transferencia de calor en ambos lados (no solo en el refrigerante que se ve más afectado cuando se varían las opciones de diseño para la reducción de carga) es importante y afecta el resultado. Esa es la razón por la que mantener el lado del aire idéntico es importante. Para mantener

Fig. 6 Visualización del efecto del flujo másico y la fracción vacía (aire-agua, 1 mm, 9 puertos), Nino, Hrnjak, Newell, 2003 (caudal másico $100 \text{ kg/m}^2\text{s} = 2,3 \text{ oz/in}^2\text{s}$)

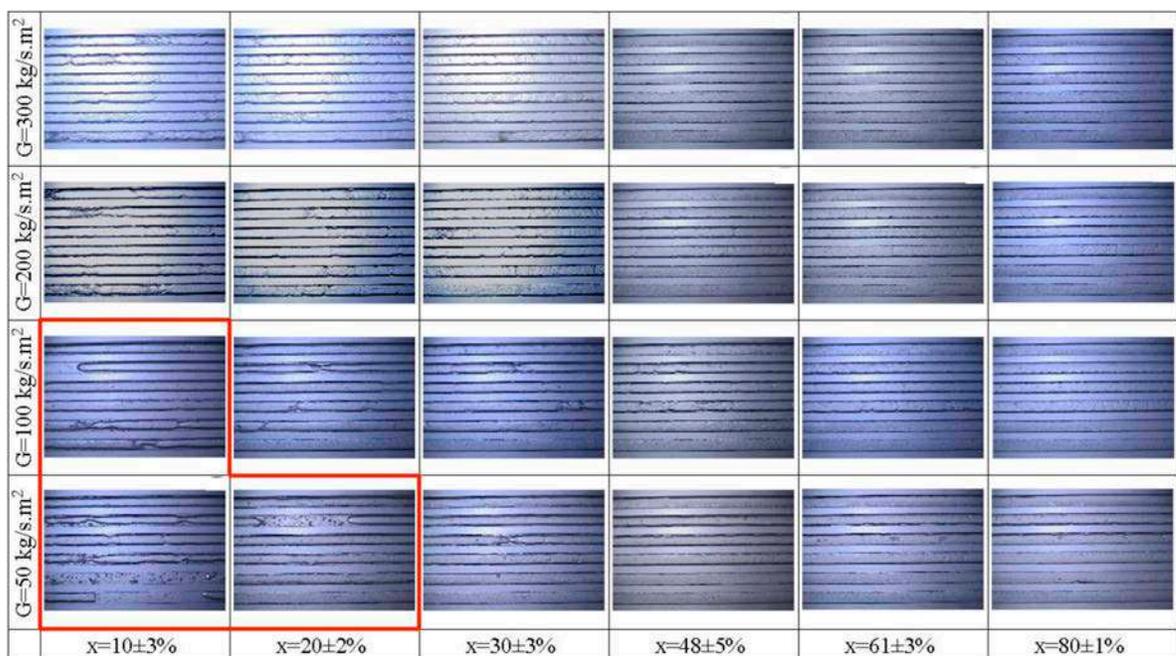
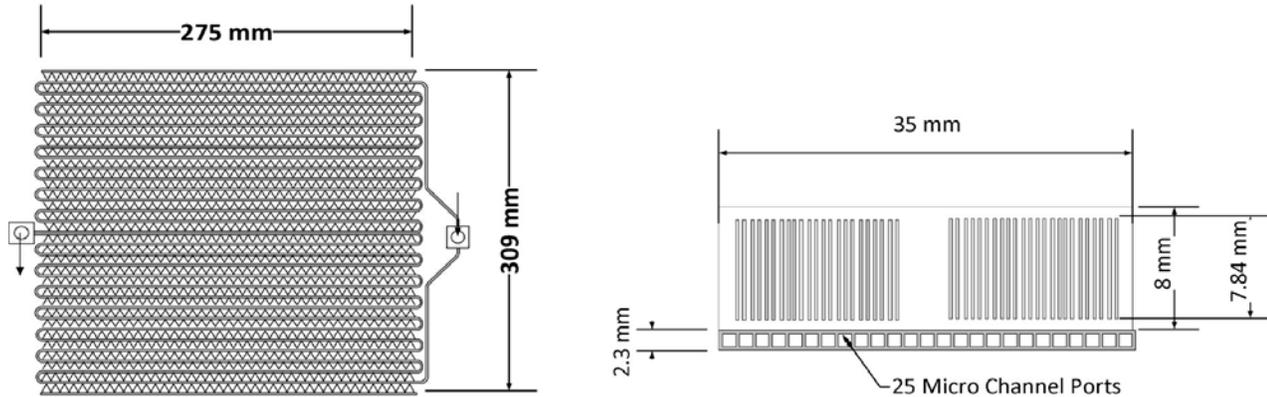


Fig. 7 Diseño base del condensador de serpentín



condiciones externas (lado del aire) idénticas para cada refrigerante, el tipo de intercambiador de calor seleccionado es el serpentín de microcanales (dos circuitos) que se muestra en la Figura 7 y con las dimensiones que se indican en la Tabla 1. La selección del tipo de microcanales se debe a su relevancia actual y a su anticipada aceptación por más fabricantes. Además, los altos coeficientes de transferencia de calor y la mejora de las aletas colocan este tipo de intercambiador de calor entre los tipos de aletas de placa de tubo redondo convencionales y los tipos enfriados por agua, proporcionando una conclusión con una base más universal. Se seleccionó un diseño en serpentín para evitar incertidumbres al predecir la carga en los colectores para varios refrigerantes. El diseño del serpentín no reduce la generalidad de las conclusiones ni limita el aumento del caudal másico. Figura 7: Línea base para diseño de condensador de serpentín.

Para el ejemplo presentado aquí, el diámetro interno del canal fue la única variable en el modelo utilizado para ajustar la caída de presión del refrigerante. En los experimentos fue más fácil variar el número de canales activos y se ajustó el modelo para facilitar la validación.

Para estimar la carga del condensador requerida para diferentes refrigerantes de intercambiadores de calor de referencia idénticos, los volúmenes internos (diámetros) se reducen para

crear una caída de presión que provoca una reducción igual en el COP (aquí seleccionada del 1%). Ciertamente, el 1% es un valor arbitrario, pero es igual

para cada refrigerante. Uno podría cuestionar si una penalización igual es justa, Wujek, (2012). Más información sobre este tema puede encontrarse en Hrnjak (2009) y Padilla y Hrnjak (2012)

El modelo adoptado tiene en cuenta el efecto de la relación entre las áreas de transferencia de calor del lado del aire y del refrigerante al iterar para encontrar la solución.

Las cargas de refrigerante requieren mantener la capacidad del sistema mientras se modelan intercambiadores de calor con la misma área frontal, dimensiones exteriores del tubo, aletas idénticas y las mismas condiciones de operación en el lado del aire (velocidad, temperatura, humedad). Además, el efecto del condensador en el resto del lado del refrigerante del sistema debería ser el mismo. Aquí se define como una diferencia del 1% entre los COP del sistema con un condensador real y uno sin caída de presión en el lado del refrigerante. El diámetro del canal del condensador se modifica para generar la misma degradación de COP debido a la caída de presión del lado del refrigerante en comparación con un condensador ideal (sin caída de presión) mientras se mantiene la misma capacidad del evaporador. Una opción similar sería variar el número de canales activos

manteniendo el diámetro del canal y las dimensiones exteriores del tubo plano. Este enfoque ha sido probado experimentalmente por Hoehne y Hrnjak, (2004).

La Fig. 8 compara el ciclo de referencia "ideal", en línea continua, con el ciclo "real", con caída de presión, que se muestra con línea discontinua. La caída de presión en el condensador "real" está configurada para causar una reducción del 1% en el COP en comparación con el ciclo "ideal".

La expansión isentálpica y la compresión isentrópica se asumen en el ciclo ideal para todos los fluidos. Se utilizó el modelo de fracción vacía de Zivi porque es independiente del refrigerante, donde en consecuencia, no se reflejó el efecto del flujo másico. Estos supuestos no afectan a la generalidad de las conclusiones. Las condiciones de funcionamiento del ciclo en este ejemplo son: $T_{\text{evaporación}}=0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{aire entrada}}=20^{\circ}\text{C}$, recalentamiento 5 K. Basado en los modelos de evaporador y condensador, la carga necesaria para lograr una capacidad de enfriamiento de 1 kW para varios refrigerantes se muestra en la Fig. 9. Además, se encuentra el diámetro hidráulico "real" del condensador para minimizar la carga con solo 1% de degradación en COP. El amoníaco requiere la carga más baja pero no el tamaño de tubo más pequeño. El isobutano requiere un diámetro de tubo mucho mayor.

Tabla 1 Características del condensador

Aletas		Tubos		Envolvente	
Altura de aleta [mm]	8	Número de tubos (circuitos)	2	Anchura [mm]	275
Profundidad de aleta [mm]	35	Espesor del tubo [mm]	2.3	Altura [mm]	200
Espesor de aleta [mm]	0.15	Profundidad del tubo [mm]	35	Profundidad [mm]	30
Aletas por pulgada[in ⁻¹]	15	Número de puertos [-]	25	Circuitos [-]	2
Paso de aleta [mm]	1.41	Diámetro hidráulico [mm]	Varies	Carreras por circuito [-]	10
Altura de lamas [mm]	7.84	Rugosidad absolute [mm]	0.001	Área del aire HT [m ²]	1.612
Paso de lamas [mm]	1.72				
Ángulo de lamas [°]	27				

Aunque por razones diferentes, el R717 y R744 muestran el mejor potencial para sistemas de carga baja. Se sabe que el R717 tiene una caída de presión muy alta para un flujo másico dado debido a una densidad de vapor muy baja (consúltese la penúltima columna en la Tabla 2), lo que provoca una velocidad más alta para un caudal másico dado en comparación con otros fluidos. Sin embargo, debido a su calor latente muy alto (Calor latente = 1167 kJ/kg), el flujo másico necesario para la misma capacidad es significativamente menor para el R717 que para cualquier otro fluido. La sensibilidad del amoníaco a la caída de presión no es excepcionalmente ni baja ni alta en comparación con otros fluidos que se muestran en la Tabla 2 (columna 5, ΔP). Dado que la densidad de vapor es muy baja para el amoníaco, la masa total es la más baja para una fracción vacía dada. El vapor ligero es útil para construir un sistema de carga baja.

El dióxido de carbono (R744) tiene características diferentes al amoníaco. R744 tiene una baja sensibilidad a la caída de presión, lo que significa que una caída de presión alta no provocará una caída de temperatura alta. La sensibilidad a la caída de presión se proporciona en la Tabla 2, Columna 5. El potencial para construir un sistema R744 de carga baja proviene de tener una baja caída de presión (debido al vapor denso) y muy baja sensibilidad a la caída de presión. Los tamaños de

canal pequeños, el vapor denso y la baja sensibilidad a la caída de presión indicaron que los intercambiadores de calor de microcanales son ideales para R744. Debido a que el R744 tiene un vapor denso, tendrá más masa de refrigerante en una fracción vacía y un volumen interno determinados.

El diámetro hidráulico más grande se requiere para el R600a (isobutano) principalmente debido al vapor más liviano (después del amoníaco). La combinación de vapor ligero y líquido mantiene la carga razonablemente baja incluso con el diámetro más grande.

Los dos refrigerantes que requieren la carga más alta son el R1234yf y el R134a, aunque sus propiedades termofísicas individuales están equilibradas. La alta densidad del líquido combinada con la alta sensibilidad a la caída de presión requiere una carga significativamente mayor que otros fluidos presentados aquí.

5. ALGUNOS EJEMPLOS DE SISTEMAS DE AMONIACO DE CARGA EXTREMADAMENTE BAJA

Avances recientes en tecnologías de fabricación de tubos de microcanal y en los intercambiadores de calor han dado como resultado la expansión de algunos mercados importantes de producción en masa y, en consecuencia, se ha abierto la oportunidad para una mayor reducción de costes. Esa situación genera las posibilidades de aplicación de intercambiadores de calor de

microcanales en áreas con volúmenes de producción tradicionalmente menores, siendo el amoníaco uno de ellos.

Litch y Hrnjak [9] presentaron datos para una enfriadora de amoníaco con un condensador de microcanales enfriado por aire. Esto resultó en la enfriadora condensada por aire con carga específica más baja para amoníaco reportado en la literatura hasta el momento.

Se evaluaron dos condensadores de aluminio: uno con un serpentín de un solo tubo y otro con disposición de tubos paralelos entre colectores con 24 tubos en el primer paso y 14 pulg. el segundo. Cada tubo tiene 19 puertos triangulares de iguales dimensiones con un diámetro hidráulico inferior a 1 mm. Las aletas son de múltiples persianas. El condensador de serpentín tiene un solo tubo que pasa 16 veces a través de aletas de persianas múltiples. Hay cinco puertos cuadrados mejorados en el tubo. Se pueden encontrar detalles adicionales de estos condensadores en Litch & Hrnjak [9].

Se tomaron medidas de desempeño de transferencia de calor y carga para cada condensador y para el sistema como un todo. El intercambiador de calor de microcanales con flujo paralelo funcionó mejor en todos los aspectos. En general, como se representa en la figura 10, el rendimiento del condensador se cuantificó en términos de valores U para diferentes caudales de aire,

Fig. 8

Ilustración del proceso de la caída de presión que causa un cambio del 1% en el COP

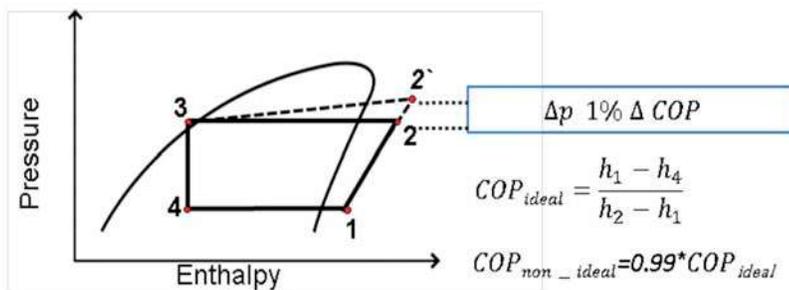
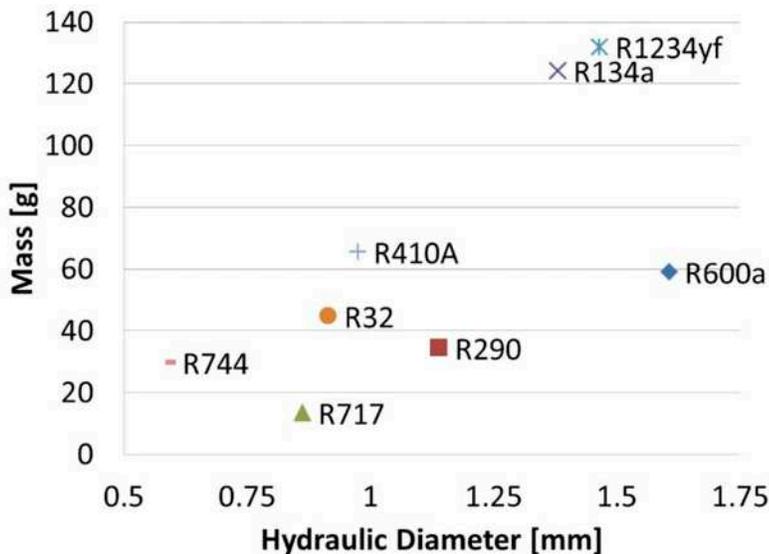


Fig. 9

Carga de refrigerante y diámetro hidráulico de un condensador de serpentín de 1kW



condiciones de recalentamiento y subenfriamiento.

Las mediciones de cantidades de refrigerante del condensador se tomaron en diferentes condiciones de operación. Se comparan las mediciones de cantidades de refrigerante para modelar resultados usando diferentes predicciones de modelos de fracciones vacías. Todas las correlaciones de fracciones vacías funcionan de manera similar para ayudar a predecir la carga total. El uso de la correlación de Newell (Newell et al. [10]) para el condensador con serpentín arroja el error promedio más pequeño de 9,3 %, con un máximo de 15,7 %. Con las correlaciones de

Butterworth [5] y Zivi [14], los errores promedio y máximo son 10.1/22.8% y 12.3/24.9%, respectivamente. El ligero exceso de predicción da como resultado una región subenfriada simulada que es más grande que la región real, aumentando la carga predicha. Los datos de Adams, Hrnjak y Newell [1] encajan bien en la predicción. Estos resultados se presentan en la Figura 11.

Obviamente, las predicciones para un condensador de serpentín son mucho más precisas que para un microcanales cuando se usa la misma correlación y datos experimentales. Esto mostró una clara inexactitud significativa en la predicción de

carga en los colectores (véase Figura 12). Otra perspectiva de la Figura 7 (serpentín) es que el subenfriamiento del líquido es un gran contribuyente a la carga total. Las contribuciones de carga previstas relativas en las zonas de fases del refrigerante para los puntos de datos con el mayor subenfriamiento de líquido probado son 0,5 % en la zona recalentada, 29,2 % en la región de dos fases y 70,3 % en la región de subenfriamiento. Para el caso de datos con el menor subenfriamiento de líquido, las contribuciones son 0.5%, 60.1% y 39,4% en subenfriamiento. Aunque la región de subenfriamiento es solo el 26 % de la longitud total del tubo, comprende el 70 % de la carga total. Por lo tanto, es ventajoso reducir el subenfriamiento no solo para aumentar la transferencia de calor, sino también para reducir la carga de refrigerante.

A partir de los datos experimentales tomados, el flujo paralelo de condensadores de microcanales parece superar al condensador de serpentín de macrocanal. El coeficiente global de transferencia de calor para una velocidad superficial dada es entre un 60 y un 80 % mayor que para el condensador de serpentín; y la carga es un promedio de 53% inferior. El condensador de microcanales tiene un volumen más pequeño para aproximadamente la misma área superficial. Además, tiene menos carga y mejor transferencia de calor que los típicos condensadores de serpentín.

6. NUEVOS DESARROLLOS EN COMPRESORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR DE MICROCANALES COMO CONDENSADORES EN PEQUEÑOS SISTEMAS

Probablemente, el desarrollo reciente más importante es el nuevo compresor hermético Mycom que se utiliza tanto para refrigeración como para bomba de calor. La carcasa está diseñada específicamente para utilizar con amoníaco. La capacidad nominal en refrigeración (a -5oC/50oC) es de 45 kW mientras que en bomba de calor es de 47 kW. El motor es de tipo IPM con devanados de aluminio. Hay dos modelos: para baja y alta temperatura. El peso de la versión hermética es de unos 100 kg. Este compresor está

equipado con una bomba de aceite. La carga de amoníaco de la unidad es de 6 kg (véase Tabla 3 y Figuras 13 y 14).

El desarrollo de condensadores de microcanales para amoníaco se ha trasladado del Centro de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire de la Universidad de Illinois a la empresa de alta tecnología especializada en la investigación y el desarrollo de

nuevos enfoques de refrigeración y acondicionamiento de aire Creative Thermal Solutions (CTS). La Figura 15 presenta una foto de una unidad condensadora con intercambiador de calor de microcanales utilizada en una instalación experimental para la evaluación de evaporadores de amoníaco, mientras que la Figura 16 muestra una unidad de la Figura

9, CTS instrumentada para la implementación de condensadores MC. Los condensadores MC utilizaron un rendimiento mejorado con un área frontal del 87 % del condensador de tubo redondo original, con solo un 19 % del volumen del núcleo y solo el 7 % del peso original y el 27 % del volumen-carga de refrigerante original. Hace

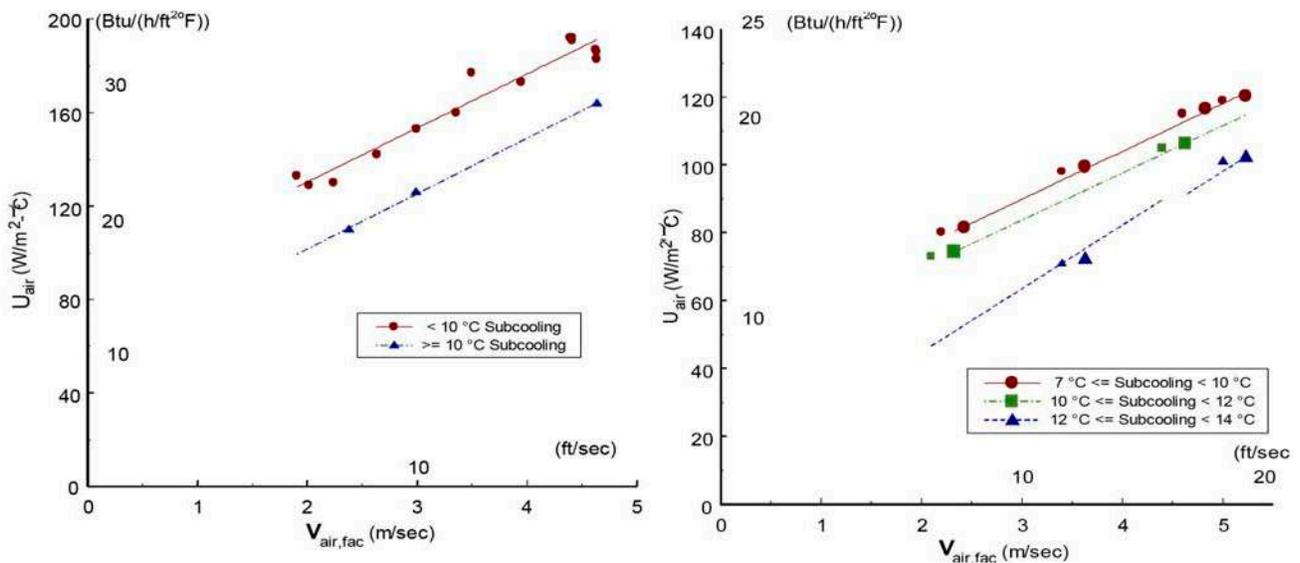
Cargas de refrigerante en el condensador evaluado que atiende a un evaporador de 1 kW en función de la caída de presión que provoca una reducción del COP del 1 % en comparación con el ciclo ideal ($\Delta P=0$)

Tabla 2

Fluido	Ref. Masa	Diámetro Hidráulico	Caudal/Flujo másico	Delta P [reducción 1% COP]	COP Ideal	Temp. Cond.	Calor disipado	Densidad Líquido	Densidad Vapor Sat.	Calor latente
	[g]	[mm]	[g/s]	[kPa]	[-]	[C]	[kW]	[kg/m ³]	[kg/m ³]	[kJ/kg]
R717	13.4	0.86	0.86	7.45	10.0	24.6	1.043	604	7.72	1169.0
R744	29.8	0.59	5.94	35.79	7.0	24.3	1.103	725	234.70	125.9
R290	34.4	1.14	3.15	6.58	9.6	25.2	1.048	492	20.72	335.7
R32	44.9	0.92	3.63	11.46	9.4	24.8	1.054	963	47.12	271.7
R600a	59.1	1.61	3.31	3.17	9.8	25.5	1.067	550	9.285	329.4
R410A	65.6	0.98	5.32	11.65	9.4	25.1	1.067	1063	66.15	187.8
R134a	124.2	1.38	5.96	5.52	9.5	25.6	1.094	1206	32.88	177.7
R1234yf	132	1.46	7.52	5.41	9.3	25.6	1.077	1091	38.42	145.6

Fig. 10

Coeficientes generales de transferencia de calor para dos condensadores de microcanales para amoníaco



Reducción de la carga de refrigerante: estrategias y resultados en la construcción de sistemas de amoníaco de ultra baja carga

solo unas semanas M. Tomooka de Mycom presentó estos resultados en el documento en la reunión IAR en Orlando, FL "Aplicación de intercambiadores de calor de microcanales para sistemas de amoníaco compactos"

Otro ejemplo muy bueno es presentado por Cecchinato y otros [23] quienes describieron las características principales del prototipo recién diseñado, incluyendo:

- capacidad frigorífica de 120 kW
- compresor de tornillo inverter abierto con caudal volumétrico nominal igual a 118 m³/h
- temperaturas de evaporación y condensación de 2°C y 50°C respectivamente
- temperatura del refrigerante secundario (agua) en la salida del evaporador fijada a 7 °C y la entrada del evaporador a 12 °C.
- evaporador de placas con 52 placas que tienen un alto ángulo de corrugación con dimensiones totales iguales a 618x191 mm

La enfriadora utiliza intercambiadores de calor de bajo volumen interno y evaporador con expansión directa con una carga de 10,0 kg de amoníaco. Los resultados

experimentales mostraron un COP de 5,0 a 2,7 a temperaturas ambiente de 10 a 40°C. Los autores estimaron el potencial para una reducción de carga del 20 % si se utilizara un condensador de microcanales.

ALGUNOS COMENTARIOS ADICIONALES

En este punto del desarrollo del intercambiador de calor, las cargas más bajas se han logrado utilizando un enfoque de microcanales y se presentarán con más detalle más adelante. No obstante, la tecnología de microcanales no es la única manera de reducir la carga. Se han obtenido muy buenos resultados utilizando evaporadores de placas o condensadores con agua u otros fluidos en el otro lado (soldado, con juntas, casete, carcasa y placa soldadas, etc.). La industria del automóvil ha desarrollado evaporadores de placas para la refrigeración del aire, pero la aplicación todavía se limita al acondicionamiento de aire móvil (aeronáutica, automóviles, vehículos todoterreno, etc.). Los evaporadores de aspersión también son conocidos por su baja carga. No debe olvidarse que en los intercambiadores de calor de microcanales se retiene una importante cantidad de líquido en los colectores.

Los valores típicos para las cantidades de refrigerante en intercambiadores de calor más grandes, según los da Pearson [13], se muestran en la Tabla 4.

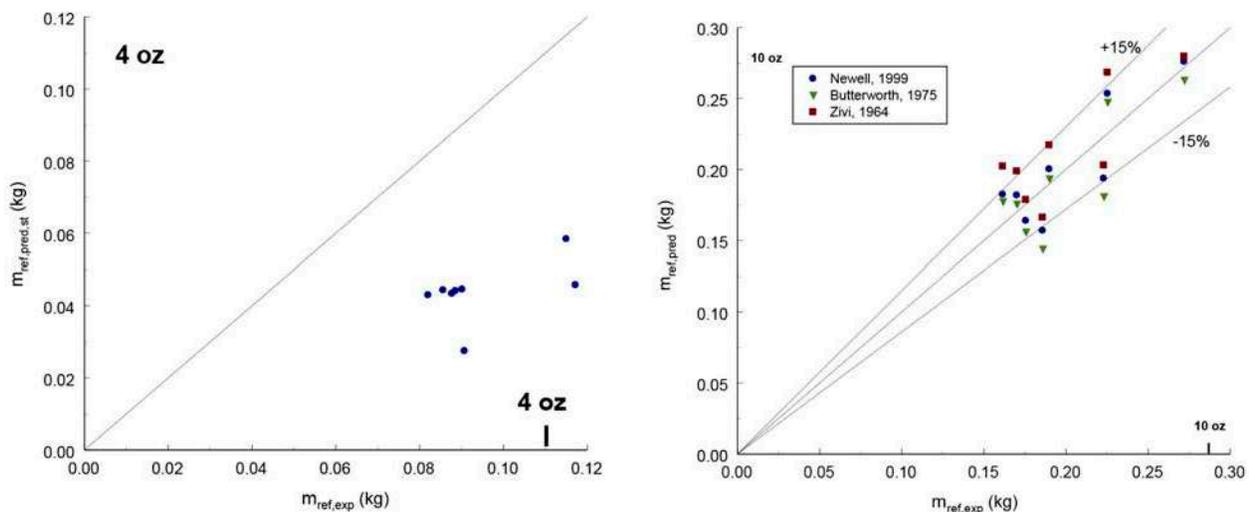
Ayub informa sobre bajas cargas en evaporadores de aspersión y mejoras recientes, que se muestran en la Tabla 5.

Pearson reporta que "la carga óptima" de la enfriadora tenía una carga de 100 g/kW. El valor óptimo tenía una carga adicional no especificada por fuga y operación.

Litch y Hrnjak presentaron datos para algunos sistemas pequeños de amoníaco con cargas publicadas en la Tabla 6.

B. Palm en el resumen de una década de reducción de carga en KTH presentó un pequeño sistema de amoníaco (una configuración de laboratorio que simula una bomba de calor doméstica agua-agua) como parte del proyecto Sherhpa. Su mayor desafío fue retornar el aceite al compresor en el sistema de expansión directa, por lo que se utilizó aceite miscible y un intercambiador de calor con canales estrechos. Los mismos intercambiadores de calor especiales de aluminio se utilizaron como condensador y evaporador. Los intercambiadores de calor de placas también se probaron y funcionaron bien como condensadores, pero no

Fig. 11 Predicciones y valores medidos para la carga en dos condensadores



como evaporadores por problemas con el retorno de aceite. El sistema con un compresor abierto tenía una capacidad de 9kW con 100g de carga (un sorprendente 11 g/kW, la mitad de la carga de ILKA MAFA 100.2-11K45).

RESUMEN Y CONCLUSIONES

Este documento ha presentado razones para la reducción de carga y estrategias de acción:

1. Introducción de otro fluido (secundario)

2. En el compresor:

- Reducción del volumen interno
- Reducción de la cantidad en lubricante

3. En recipientes por reducción de volumen y niveles de líquidos.

4. En tuberías al reducir el volumen interno (diámetro y posiblemente longitud).

5. En intercambiadores de calor al reducir el diámetro y la longitud del tubo y, lo que es más importante, equilibrando el flujo

másico y el diseño

Por ser la más atractiva, se elabora con más detalle la última estrategia. Obviamente, para reducir la carga es necesario reducir el volumen interno, pero lo más importante es considerar los efectos del balance de transferencia de calor y el flujo másico en la fracción vacía.

Se presta especial atención a explorar y diseñar una metodología para comparar refrigerantes de manera justa en función de su potencial para ser utilizados en condensadores de baja carga.

Fig. 12 Distribución de carga en dos condensadores de microcanales

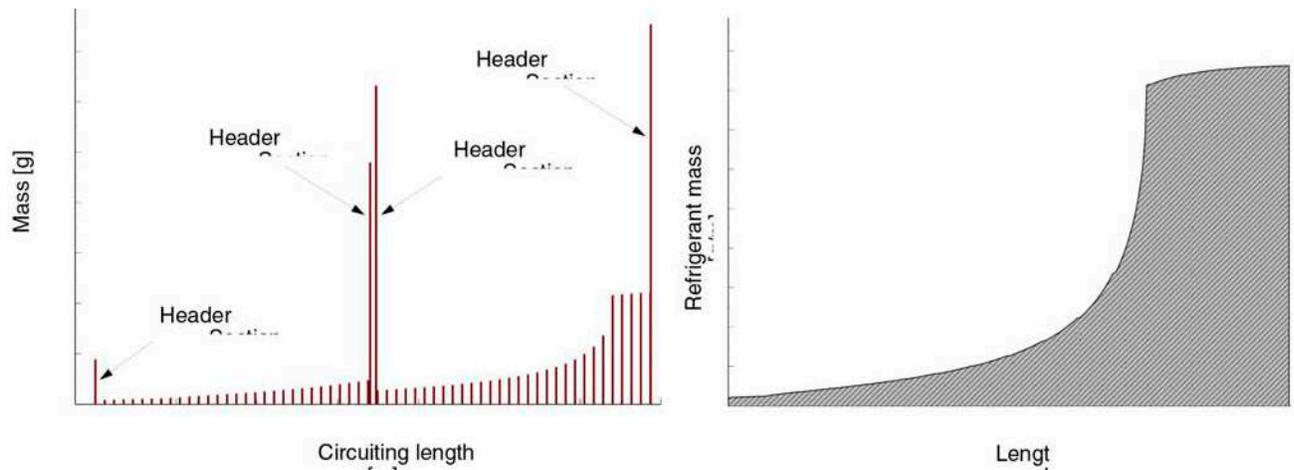


Fig. 13 Nuevo compresor. sección transversal y foto

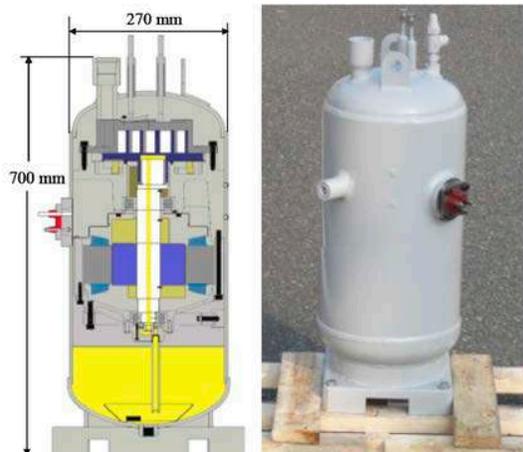


Fig. 14 Nuevas enfriadoras con compresor scroll hermético de amoníaco y condensadores convencionales



Reducción de la carga de refrigerante: estrategias y resultados en la construcción de sistemas de amoníaco de ultra baja carga

Este documento también ha presentado un caso para una pequeña enfriadora de amoníaco, de baja carga y enfriada por aire que utiliza condensadores de microcanales y un compresor hermético con aceite miscible. Los condensadores enfriados por aire de microcanales junto con evaporadores de placas con expansión directa DX o similares proporcionaron la base para una carga baja.

Además, el volumen externo de la enfriadora podría reducirse porque el volumen externo de un diseño de microcanales es pequeño. Además de ser compactos, los intercambiadores de calor de microcanales de aluminio también son livianos.

Gracias a la tecnología desarrollada en la industria del automóvil, estos intercambiadores son relativamente económicos.

Si se amplía el uso del aluminio más allá del condensador MC, es posible reducir aún más el peso y el coste, lo que hace que las enfriadoras sean

más competitivas que los sistemas convencionales.

El compresor hermético con aceite miscible proporciona un entorno de fugas bajo y mantenimiento reducido, donde en todos los aspectos, es similar a las enfriadoras convencionales.

Dado que el amoníaco es uno de los pocos refrigerantes que tienen un vapor más ligero que el aire, la ubicación de la enfriadora debe estar en el techo. Suponiendo una liberación sin obstrucciones, incluso en el peor de los casos de fugas catastróficas, el vapor de refrigerante no puede aumentar su concentración en zonas específicas más allá del LFL (nivel inferior de inflamabilidad) o valores de concentraciones tóxicas.

Esto representa una gran mejora en la seguridad y pone el amoníaco por debajo del radar de las regulaciones.

Todo lo dicho anteriormente conduce a una excelente oportunidad para el amoníaco como refrigerante en áreas urbanas: enfriadoras herméticas de muy baja carga

colocada en las azoteas con liberación de vapor sin obstrucciones.

REFERENCIAS

Adams, D., P. Hrnjak, and T. Newell, 2003, Pressure Drop and Void Fraction in Microchannels Using Carbon Dioxide, Ammonia, and R245FA as Refrigerants, ACRC Report TR221

Adams, D. C., J. D. Burr, P. S.

SUBÍNDICES

l = líquido v = vapor i = cantidad

Hrnjak, and T. A. Newell, 2006, "Void Fraction of CO₂ and Ammonia in Multiport Aluminum Microchannel Tubes," Proceedings of the 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN

Ayub, Z. H., 2004, Industrial Refrigeration and Ammonia Enhanced Heat Transfer, Proc. of the ASME-ZSIS International Thermal Science Seminar II (CD-ROM), Slovenia, pp. 13-23.

Ayub, Z. Chyu, M.C., 1996, Application of Passive Enhancement to a 400 Ton PG/ NH₃ Spray Evap., Process Enhanced and Multi-Phase Heat Transfer, New York, pp. 333-338.

Ayub, Z.H., 2008, Personal communication - Spray chiller designed, fabricated and installed at a food plant in Gastonia, North Carolina, 1995.

Butterworth, D. 1975. A Comparison of Some Void-Fraction Relationships for Co-Current Gas-Liquid Flow" International Journal of Multi-phase Flow, 1: 845-850.

Cavallini, A. 2012. IIR Gustav Lorentzen conference on natural refrigerants, Delft

Cecchinato, L. 2010, Design and Experimental Analysis of a Water Chiller Using Ammonia as Refrigerant, 2nd IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction, KTH, Stockholm

Hoehne M.R., Hrnjak P.S., 2004, Charge minimization in systems and components using hydrocarbons as a refrigerant, Air Condition and Refrigeration Center, University of Illinois, Technical Report 224

Hrnjak P.S. 2010, Developments in charge reduction and microchannel technology: Mass flux as a way to affect void fraction - charge, 2nd

Característica de la primera unidad enfriadora con compresor hermético scroll

Tabla 3

Nueva unidad Mycom con compresor scroll hermético		
Carcasa	Cámara de alta presión	
	Presión de diseño	2.7 MPa
Motor	Bobinado de Al tipo PM	15 kW
Condiciones de operación	Temperatura de diseño	120 oC
	Temp. condensación	30 to 55 oC
	Temp, evaporación	35 to +10 oC
	Velocidad de rotación	1800~3600 rpm
Lubricación	Bomba de aceite	
	Enfriamiento de aceite	Inyección de líquido
	Tipo de aceite	PAG
Peso		100 kg
Carga de refrigerante		6 kg
Capacidad (-5/50 °C)	Refrigeración	45 kW
	Calentamiento	47 kW

IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction, KTH, Stockholm
 Hrnjak P.S. 2009, Refrigerant charge reduction: strategies and experience, 1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction, Cemagref Antony, France

Hrnjak, P., 2012, Technologies needed to advance the position of major natural refrigerants: HC, NH₃ or CO₂, IIR Gustav Lorentzen conference on natural refrigerants, Delft

Litch A.D., Hrnjak P.S., 1999, Condensation of ammonia in microchannel heat exchangers, Air Condition and Refrigeration Center, University of Illinois, Contract Report 22

Hrnjak, P. A. Litch, 2001. Charge Reduction in Ammonia Chiller Using Air-Cooled Condensers with Aluminum Microchannel Tubes, Proceedings of International Institute of Ammonia Refrigeration Conference Long Beach, CA, 235-267

Hrnjak, P. 2002, "Microchannel Heat Exchangers as a Design Option for Charge Minimization on NH₃ and HC Systems," Proceedings of IIR Conference Zero Leakage - Minimal Charge, Stockholm, 111-118,

Hrnjak, P., 2005. Charge Minimization in Ammonia Refrigeration Systems, Proceedings of the International Institute of

Refrigeration Conference on Ammonia Refrigerating Systems, Renewal and Improvement, Ohrid, Macedonia
 Hrnjak, P. 2010, Developments in charge reduction and microchannel

Nomenclatura

A = Área [m²]
 α = fracción vacía [-]
 L = Longitud total [m]
 m = masa [g]
 ρ = densidad [kg/m³]
 x = Título, Calidad [-]
 z = longitud

Tabla 4 Inventario de refrigerante para intercambiadores de calor más grandes

Tipo de intercambiador de calor	Carga específica [g/kW]	Carga específica [oz/Ton]
Carcasa y tubos	1000	130
Placas	500	65
Placas alimentado por gravedad	250	30

Fig. 15 Unidad condensadora con condensador MC como se usa en CTS durante los estudios del evaporador de NH₃

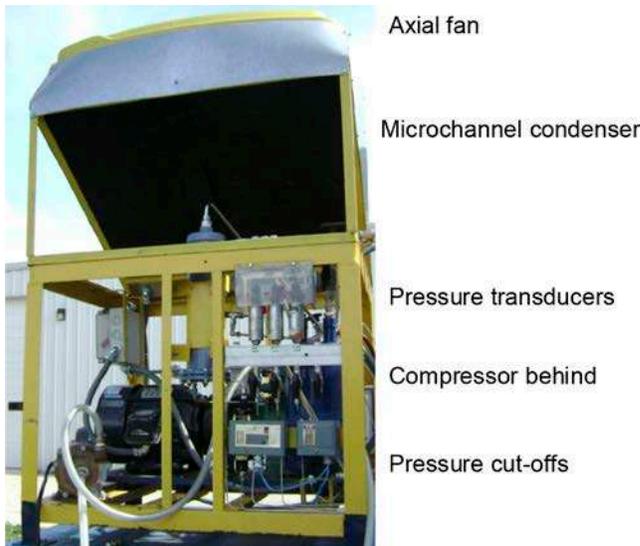


Fig. 16 Enfriadora de NH₃ con compresor hermético, e instrumentación según CTS



Reducción de la carga de refrigerante: estrategias y resultados en la construcción de sistemas de amoníaco de ultra baja carga

technology - mass flux as a way to affect void fraction, 2nd IIR Workshop on Refrig. Charge Reduction, KTH, Stockholm

Hughmark, G.A. Holdup in Gas-Liquid Flow, Chemical Engineering Progress. 58(4): 62-65

Newell, T.A. et al. 1999. An Investi-

gation of Void Fraction in the Stratified/Annular Flow Regions in Smooth, Horizontal Tubes In Review for International Journal of Multiphase Flow

Niño V., P. Hrnjak, T. Newell, 2002, Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels ACRC TR202

Nino V., P. Hrnjak, T. Newell,

2002, Analysis of Void Fraction in Microchannels Purdue University Conference, West Lafayette, IN

Oku, T., N. Ishii, K. Anami, C.W. Knisely, A. Matsui, H.Sato and N. Yoshirio, 2008, Optimal Performance Development of High-Pressure Type Ammonia Scroll Compressors for

Tabla 5 Valores de carga específicos para algunos evaporadores de pulverización de amoníaco (spray)

Ref.	Capacidad [kW]	Carga específica [g/kW]	Carga específica [oz/Ton]
1	1408	113	14.5
2	2816	72	9.2
3	4189	54	6.9

Tabla 6 Valores de cargas de refrigerante específicas para algunos enfriadores de amoníaco disponibles comercialmente

Sistema de la enfriadora	Capacidad del evaporador [kW] / [Ton]	Carga específica del sistema [g/kW]/[oz/Ton]
Enfriados por aire:		
Hrnjak & Litch (MC condenser)	13 / 3.8	18 / 2.3
Cecchinato & others	120 / 34.8	84 / 10.7
Refcomp VKA16-14	16 / 4.6	125 / 16
York YSLC F4F00UW	220 / 63.8	129 / 16.5
N.R. Koeling LK 25	25 / 7.2	159 / 20.3
Enfriados por agua:		
Palm, KTH – Sherpaproject	9 / 2.6	11 / 1.4
ILKA MAFA 100.2-11K45	108 / 31.3	23 / 2.9
ABB (York) BXA	108 / 31.3	157 – 43 / 20 – 5.5
Gram (York) LC	38 – 228 / 11–66	228 – 37 / 29 – 4.7
Sabroe (York) PAC	57 – 1074 / 16.5–311	172 – 36 / 22 – 4.6

Maximum Efficiency, Proceedings of the Purdue Refrigeration Conference, paper 1425

Palm, B. 2009. Summarizing a Decade of Experience on Charge Reduction for Small HC, Ammonia and HFC Systems, 1st IIR Workshop on Refrigerant Charge Reduction, Paris

Padilla Y, P. Hrnjak, 2012 Experimentally Validated Microchannel Heat Exchanger Performance And Charge Predictions Used To Compare Charge Reduction Potentials Of Some Refrigerants, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands Traeger K.M., Hrnjak P.S., 2005, Charge minimization of microchannel heat exchangers, Air Condition and Refrigeration Center, University of Illinois, Technical Report 251

Pearson, A. 2003, Low charge ammonia plants: Why bother? Technical paper#5, pp 153-176, IIR Ammonia Refrigeration Conference, Albuquerque, NM March 16-19

Wujek, S. 2012, Personal communication

Zivi S.M., 1964, Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production, J. Heat Transfer, 86 Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, Series C (1964), 247–252.

Es el fin de los sistemas sobrealimentados con amoníaco?

STEFAN JENSEN

Traducido por Juan C. Rodríguez (Clauger xGRENGO)

En cuatro años, se celebrará el centenario de la patente de sobrealimentación de evaporadores otorgada a YORK Corporation.

El sistema de sobrealimentación se generalizó en todo el mundo desde mediados del siglo pasado. Esto coincidió con un aumento en el consumo de alimentos congelados que condujo a la construcción de plantas de congelación muy grandes durante la guerra, lo que propició la introducción práctica del concepto de sobrealimentación de evaporadores.

Durante las décadas de 1950 y 1960, la eficiencia energética y la sostenibilidad no eran precisamente temas candentes. En los países desarrollados, el énfasis estaba en migrar las economías basadas en la agricultura hacia la industrialización y la subida del nivel de vida de la clase media.

Las grandes empresas de la industria de la refrigeración llevaron a cabo una amplia investigación en el campo de la refrigeración con amoníaco. Los actuales manuales todavía se refieren a trabajos de investigación escritos en las décadas de 1950 a 1980 y siguen siendo de uso generalizado dentro de la industria de refrigeración con amoníaco.

Los actuales manuales todavía se refieren a trabajos de investigación escritos en las décadas de 1950 a 1980 y siguen siendo de uso generalizado dentro de la industria de refrigeración con amoníaco.

La acumulación de grandes cantidades de amoníaco ha sido sometida a una presión creciente en casi todo el mundo durante las dos últimas décadas. Esto se debe a varias razones, en su mayoría relacionadas con normativas locales.

Parte de la respuesta de la industria tanto en los Estados Unidos como en Europa ha sido la introducción de tasas de sobrealimentación de

amoníaco más bajas. ¿Evita esto pérdidas de presión elevadas en las líneas de aspiración de los sistemas de sobrealimentación?

Matemáticamente, lo hace. Las correlaciones comúnmente utilizadas para el cálculo de pérdidas de presión bifásicas así lo indican. Si una planta está diseñada para una tasa de sobrealimentación promedio de 1,5 a 1 a plena carga, ¿Qué sucede cuando esa planta opera con una carga del 20%? A menos que las tasas de sobrealimentación de los evaporadores se mantengan constantes independientemente de la carga, la tasa de sobrealimentación promedio para una carga del 20 % será de 7,5 a 1.

Esto significa que, para obtener beneficios reales de rendimiento energético con bajas tasas de sobrealimentación para una planta de refrigeración, se hace necesario aplicar estrategias de control casi idénticas a las que se aplicarían en un sistema de expansión seca.

La inyección de refrigerante en los evaporadores de las plantas de NH₃ de expansión seca se controla frecuentemente mediante válvulas de expansión motorizadas que emplean el recalentamiento o título de vapor del refrigerante a la salida del evaporador como señal de control. ¿Con qué frecuencia es esta una práctica de diseño habitual en las instalaciones de baja tasa de sobrealimentación? No muy a menudo, ya que los costes de inversión son un punto disuasorio.

¿Qué sucede si el flujo másico de refrigerante a través de un evaporador sobrealimentado se regula en función de la carga? Esta no es una pregunta fácil. Para responder a eso es necesario primero entender para qué condiciones operativas se diseñó el evaporador en cuestión desde el principio.

En el diseño práctico de una planta con sobrealimentación de líquido, la determinación de la envolvente operativa óptima del evaporador rara vez se considera en profundidad. Esto se debe a que “hacerlo un poco mal” no parece causar grandes problemas durante la puesta en marcha y, de hecho, durante el funcionamiento. “Todo hace frío”.

Diseñar el evaporador para unas condiciones incorrectas con un evaporador de expansión seca puede causar deficiencias significativas en el rendimiento del evaporador, además de otros problemas que afectan a los componentes de la planta tanto aguas arriba como aguas abajo del evaporador.

Dentro del contexto descrito anteriormente, los evaporadores de baja sobrealimentación no son tan diferentes a los evaporadores de expansión seca. La pregunta es si esto se considera adecuadamente durante el diseño de una planta de baja tasa de sobrealimentación. ¿Se proporciona a los proveedores de evaporadores la gama de condiciones a las que estará sujeto el evaporador a lo largo de su vida útil o se les proporciona únicamente un único punto de operación para la selección/diseño?

En la última década, ha habido una creciente evidencia de que el concepto de sobrealimentación de líquido impide que el amoníaco rinda lo mejor en términos de eficiencia energética. Parte de esta evidencia se ilustra en la Figura 1, que muestra ejemplos de valores específicos de consumo de energía en kWh/(m³.año) para almacenes frigoríficos mixtos en función del volumen refrigerado en m³.

Aquí es importante observar el grupo relativamente cerrado formado por los puntos verdes en contraposición a la dispersión significativa entre todos los puntos restantes. Todas las plantas de

Es el fin de los sistemas sobrealimentados con amoniaco?

refrigeración representadas por los puntos verdes tienen una cosa en común: no hay refrigerante líquido en la red de la línea de aspiración.

Todas las demás plantas de la figura son del tipo de sobrealimentación. De hecho, las plantas representadas por los puntos amarillos se construyeron todas entre 1999 y 2013 para un importante operador logístico en Australia, todas incluyeron las últimas medidas de eficiencia energética de esa época y todas han sido objeto de un ajuste preciso por el propietario de la planta.

Otra evidencia se visualiza en la Figura 2. Aquí se ilustran dos plantas frigoríficas centralizadas de NH₃ de dos etapas, conceptualmente idénticas, pertenecientes al mismo propietario, situadas en la misma área geográfica, gestionadas por el mismo personal, y realizando idénticas funciones. Ambas plantas emplean compresores alternativos y variadores de frecuencia.

La planta más pequeña se construyó en 2010. La planta más grande se

construyó en 2018 para reemplazar una planta más antigua que había quedado obsoleta.

Las únicas diferencias es que una planta es de expansión seca (DX) y la otra emplea sobrealimentación, los evaporadores de la planta DX están diseñados específicamente para ese propósito y el condensador de la planta está ligeramente más sobredimensionado que el condensador de la planta de sobrealimentación de líquido. Los registros de rendimiento energético en ambos casos cubren un mínimo de un año; y para la planta más antigua, varios años.

Según lo indicado en la figura, la "mejor práctica" es un análisis de regresión polinomial de los valores SEC registrados para un grupo de plantas de refrigeración centralizada de NH₃ de baja carga que dan servicio a almacenes refrigerados mixtos en toda Australia. El gráfico de "mejores prácticas" permite la comparación de valores SEC para diferentes volúmenes refrigerados.

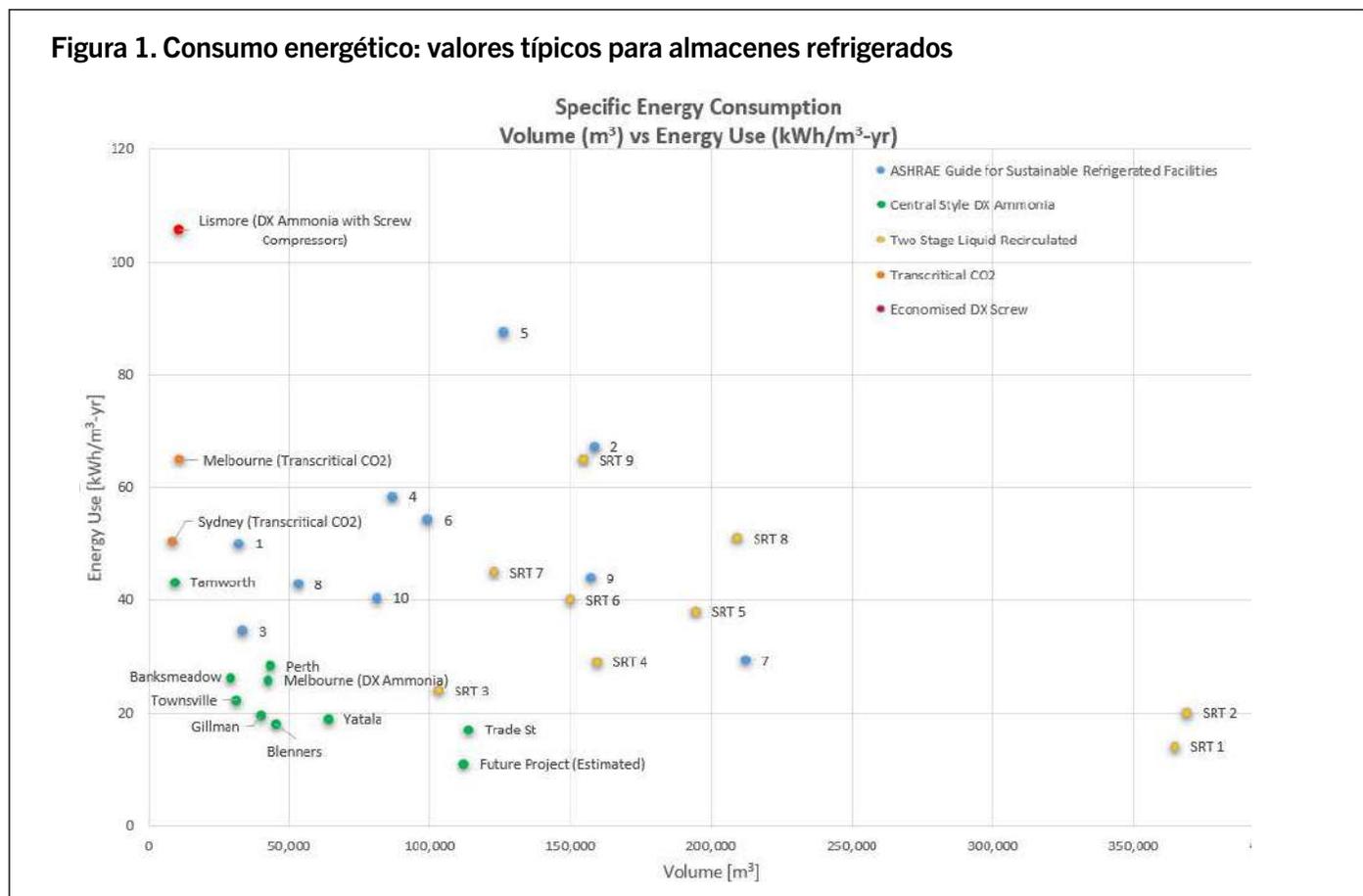
La penalización del rendimiento energético registrada asociada por la presencia de refrigerante líquido en la línea de aspiración es en este ejemplo práctico es de alrededor de $(1-0.97/1.4)*100 \approx 31\%$.

Dicho de otro modo, la planta con sistema sobrealimentado consume 1,4/0,97=1,44 veces más energía por unidad de volumen refrigerado.

Esta diferencia no se explica en su totalidad por las diferencias de diseño menores entre las dos plantas de refrigeración. Más bien, es probable que la mayor parte de la diferencia de rendimiento energético se deba a las diferencias en los métodos de alimentación de refrigerante.

En la GCCA Expo 2017 en Chicago, la presentación "Low Charge ADX Ammonia" de Watters y Nelson destacó mejoras similares en el rendimiento energético para una planta de refrigeración DX NH₃ centralizada frente a la sobrealimentada. El rango de mejora presentado fue del 18% al 38%, pero hubo diferencias conceptuales en las comparativas de

Figura 1. Consumo energético: valores típicos para almacenes refrigerados



plantas realizadas para permitir la consideración de este rango.

La figura 3 compara el rendimiento energético de un nuevo almacén mixto de 60,000 m³ con el rendimiento energético de varios almacenes norteamericanos (puntos rojos). El almacén representado por las estrellas cuenta con una planta NH₃ DX de dos etapas que también da servicio para congelar 300 ton/semana de carne en cajas de cartón.

Una vez más, se observa un patrón similar. La eliminación del refrigerante líquido en la línea de aspiración parece brindar beneficios significativos en el rendimiento energético.

La estrella azul representa los registros de consumo de electricidad reales de los primeros cuatro meses de 2021. Estos son los meses más cálidos en Australia. La estrella verde representa únicamente el almacenamiento (sin servicios de congelación). Esta es una corrección calculada basada en la cantidad de producto congelado.

¿Significa esto el final de una era para el concepto de recirculación de refrigerante? Para responder a esta pregunta, es importante cuantificar la penalización del rendimiento energético asociada con la mezcla de refrigerante líquido en la línea de aspiración de una planta de refrigeración de amoníaco

centralizada de gran tamaño.

Con base en la observación práctica ilustrada en la Figura 2, aquí se observa que la penalización del rendimiento energético causada por la sobrealimentación de líquido puede llegar al 30 %.

Las instalaciones en las que se basa la comparativa en la Figura 2 son edificios de un solo piso con enfriadores de tiro inducido suspendidos en el techo y estaciones de válvulas, y tuberías de NH₃ en el espacio del techo. En cada salida del evaporador hay, por lo tanto, un tubo ascendente húmedo. Aunque esto puede no ser ideal para la sobrealimentación de refrigerante, representa un diseño muy, muy habitual.

No hay duda de que si estas aspiraciones húmedas ascendentes se hubieran evitado, la penalización del rendimiento energético registrada podría haber sido menor o incluso inexistente. Sin embargo, como la mayoría de los diseñadores sabrá, no es así como son las cosas en la práctica, donde los requisitos de otros participantes en el proyecto a menudo anulan los del responsable del diseño de la planta de refrigeración.

En 2019, Nitschke intentó cuantificar la penalización del rendimiento energético de la sobrealimentación en comparación con la expansión seca a través de

modelos matemáticos. El modelo utilizado empleó la última correlación de Yashar para las estimaciones de caída de presión de tubería de aspiración húmeda ascendente.

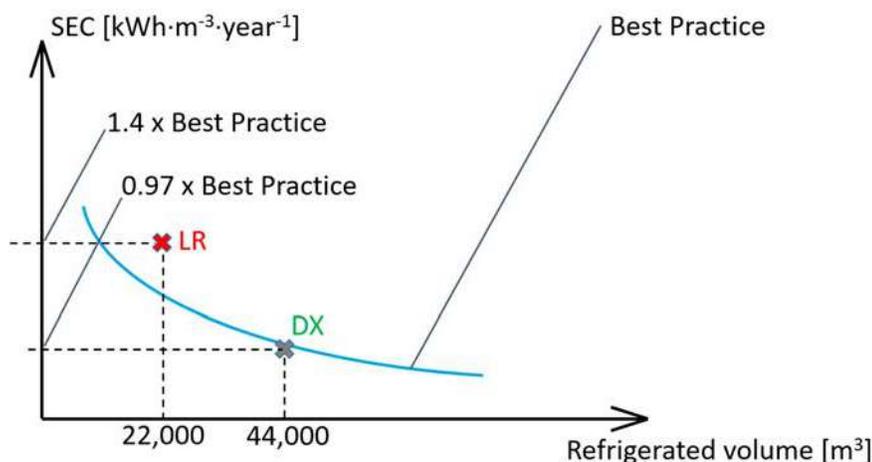
Esta correlación también está incluida en el nuevo Manual de tuberías del IAR.

Como mostró Nitschke en su artículo de Ohrid de 2019, el modelo no proporcionó resultados precisos por debajo de los porcentajes de carga del sistema del 40 % para la planta en cuestión. La correlación de Yashar y probablemente todas las demás correlaciones no son válidas para aspiraciones húmedas ascendentes. Esta es probablemente una de las razones de la dispersión en los valores SEC de sobrealimentación de líquidos en la Figura 1.

El sobredimensionamiento de plantas es habitual en toda la industria de la refrigeración. Esto no siempre es culpa de los diseñadores. A menudo, esto es una respuesta a la información de diseño proporcionada por los propietarios de la planta que intentan planificar el crecimiento futuro. El resultado, sin embargo, a menudo es que las plantas pasan la mayor parte de su vida operativa a carga parcial y, por lo tanto, las tuberías de aspiración húmedas rara vez funcionan según diseño.

Los síntomas de todos estos puntos

Figura 2. Comparativa consumo específico de energía: Sistema sobrealimentado / Expansión seca



Es el fin de los sistemas sobrealimentados con amoníaco?

en lo que respecta a la gestión del líquido de retorno en las plantas de sobrealimentación de líquidos son bien conocidos por la mayoría de los profesionales: : consumo excesivo de energía, cavitación de la bomba y cargas de amoníaco excesivas, por nombrar algunos.

Consideremos una persona sentada en una silla con una manguera de jardín de media pulgada en la boca y el otro extremo de la manguera justo por encima del suelo. Es muy fácil respirar a través de la manguera. Con el extremo de la manguera en un cubo de agua, la respiración se vuelve imposible.

La relación de densidad del aire y el agua es casi idéntica a la relación de densidad de líquido/vapor del amoníaco a -35°C , sin embargo, estas son las condiciones de trabajo que millones de sistemas de doble etapa de amoníaco deben adaptarse diariamente en todo el mundo.

Las redes de aspiración en plantas de sobrealimentación

de líquido grandes pueden ser extremadamente complejas. Estas pueden conectar docenas, a veces cientos de evaporadores a través de tuberías, codos, tes, válvulas de seccionamiento, válvulas de regulación, orificios, elevadores y trampas de líquido. Combine esta red de aspiración con evaporadores diseñados con diferentes diseños: con la alimentación inferior/superior, colectores verticales/horizontales, contraflujo/flujo paralelo, y el escenario se convierte rápidamente en uno caracterizado por más incógnitas desconocidas que conocidas.

Al considerar el uso de la sobrealimentación de líquido como concepto, se evita que el refrigerante amoníaco brinde el mejor rendimiento energético del que es capaz. La respuesta a la pregunta planteada por el título de este artículo es, por tanto, afirmativa. La larga era de la sobrealimentación de líquidos está llegando a su fin. Debe garantizarse que la refrigeración con amoníaco sea

lo mejor posible y pueda competir en términos de eficiencia energética con otras soluciones basadas en refrigerantes naturales.

Hay disponibles tecnologías para eliminar el refrigerante líquido de las líneas de aspiración. A menos que la industria de refrigeración con amoníaco adopte estas tecnologías, se perderá una cantidad significativa del negocio de reconversión de refrigerantes resultado directo de la reducción global de HFC y, con el tiempo, la reducción global de HFO.

REFERENCIAS:

Watters, R.; Nelson, B.I. "Low Charge ADX Ammonia", Proceedings Global Cold Chain Expo, June 13-15, 2017, Chicago, IL.

Nitschke, T.; Jensen, S.S. "Thermodynamic Modelling of Liquid Overfeed and Dry Expansion Feed Central NH₃ Refrigeration Plants to Determine Differences in Energy Performance", Proceedings 8th IIF/IIR Conference Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies, Ohrid, North Macedonia 2019.

Figura 3. Comparativa rendimiento energético para almacén de 60,000 m³ DX con planta convencional

