



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**“DISEÑO Y EVALUACIÓN TERMODINÁMICA
DEL ENFRIADOR INTERMEDIO DE UN
SISTEMA SOLAR HÍBRIDO POR
ELECTROCOMPRESIÓN (SIRSHEC),
UTILIZANDO FLUIDOS DE TRABAJO DE BAJO
IMPACTO AMBIENTAL.**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

ENERGÍA – PROCESOS Y USO EFICIENTE DE ENERGÍA

P R E S E N T A :

HUMBERTO EDUARDO GONZÁLEZ BRAVO

TUTOR:

DR. RUBÉN JOSÉ DORANTES RODRÍGUEZ



2009



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Índice general

Introducción general	1
Objetivos generales	5
1. Estado del arte de los sistemas de refrigeración por eyectocompresión de vapor	7
1.1. Sistemas de refrigeración por eyectocompresión Simple (SIREC)	9
1.1.1. Operación del eyector	10
1.1.2. Desarrollos a nivel mundial de los SIREC	14
1.2. Sistemas de refrigeración mejorados	17
1.2.1. Desarrollos a nivel mundial de los SIRHEC	22
2. Selección y cálculo de las propiedades termofísicas de fluidos refrigerantes	29
2.1. Clasificación de los fluidos refrigerantes	30
2.2. Criterios generales de selección	33
2.2.1. Criterios ambientales	33
2.2.2. Criterios técnicos y de seguridad	38
2.3. Criterios específicos para el SIREC	40
2.4. Cálculo de las propiedades termofísicas de un refrigerante	44

3. Selección del tipo y metodología de diseño y simulación del enfriador intermedio	47
3.1. Clasificación de los intercambiadores de calor	48
3.2. Métodos analíticos de diseño y evaluación de intercambiadores de calor	55
3.2.1. Método de la temperatura media logarítmica	56
3.2.2. Método de la efectividad $\varepsilon - NTU$	58
3.3. Método de Volúmen Finito	60
4. Diseño y evaluación térmico-mecánica del enfriador intermedio	71
4.1. Modelo físico	72
4.2. Algoritmo numérico	75
4.2.1. Correlaciones empíricas utilizadas	78
4.3. Validación del algoritmo desarrollado	83
4.4. Estudio de independencia de malla	89
4.5. Análisis y resultados del diseño del enfriador intermedio	92
4.5.1. Análisis de sensibilidad	93
5. Conclusiones	99
5.1. Trabajo a futuro	101
A. Resumen del estado del arte de los sistemas de refrigeración por eye- ctocompresión	103
B. Clasificación química de fluidos refrigerantes	109
C. Refrigerantes de transición y alternativas	111
D. Diseño físico del enfriador intermedio	113

Introducción general

La producción de bajas temperaturas ha sido una necesidad primordial en la sociedad, tanto por el aspecto de conservación de los alimentos, como para el confort ambiental en edificaciones, sin olvidar todas las aplicaciones industriales en procesos térmicos

A través de los siglos se han desarrollado diversas formas para la producción de bajas temperaturas [1]. La tecnología más aceptada en la actualidad por su versatilidad es la de compresión mecánica la cual, permite la producción de frío de manera doméstica, comercial e industrial.

Sin embargo, la tremenda expansión comercial de este sistema se enfrenta a enormes retos a vencer en estos últimos y próximos años, a saber:

- el enorme gasto energético por combustibles fósiles que representa la producción de energía eléctrica que consumen.
- el gran impacto ambiental por su producción indirecta de gases de efecto invernadero y
- la necesidad de utilizar refrigerantes con nulo o muy bajo impacto ambiental, tanto por el efecto invernadero como por la destrucción de la capa de ozono estratosférico.

Ahora, desde el punto de vista energético y particularmente en lo que respecta a la refrigeración para el confort de las edificaciones, se presenta un aspecto ambiental, particularmente interesante. Resulta que en una edificación construida para clima cálido, sus ganancias se deben principalmente a los niveles de insolación relacionados con la radiación solar directa e indirecta que incide sobre las superficies del recinto. Dicha carga térmica, es prácticamente imposible de evitar y por lo mismo constituye una cantidad de energía constante. Por otro lado, la termodinámica aplicada nos enseña que existen ciclos de refrigeración térmicos donde la principal fuente de energía, es la térmica y no la eléctrica, por ejemplo, en este caso se encuentran los sistemas por absorción, adsorción y eyectocompresión principalmente.

Así la posibilidad de desarrollar ciclos térmicos de refrigeración utilizando como fuente térmica, la energía solar, es un objetivo que no puede esperar más.

Esta tesis surge como una de las etapas del desarrollo de un banco de pruebas experimental para la evaluación de diversos ciclos de refrigeración por el método de eyectocompresión de vapor. El proyecto tuvo sus inicios alrededor de 1990 en la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, del Centro de Investigación en Energía de la U.N.A.M. ubicado en el Estado de Morelos y cuenta con el financiamiento de CONACYT¹, al incluirse como parte del proyecto general U44764-Y “*Desarrollo de nuevas alternativas para la producción de frío con sistemas térmicos*”. La meta de este proyecto surge de la necesidad de diversificar las fuentes de energía empleadas para la generación de bajas temperaturas con el fin de reducir la energía de alta calidad (“trabajo”) empleada para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración convencionales por compresión mecánica mediante sistemas híbridos como el que resulta de la unión de un sistema de refrigeración por eyectocompresión y otro de compresión mecánica.

Como objetivo fundamental de esta tesis se ha propuesto desarrollar el diseño de uno

¹ Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

de los intercambiadores del banco de pruebas de Sistemas de Refrigeración por Eye-ctoCompresión (SIREC) denominado Enfriador Intermedio. Este dispositivo permite hacer la conexión entre un SIREC y un sistema de compresión mecánica convencional. Consideramos a este equipo de gran importancia puesto que abre una ventana para la optimización y correcto funcionamiento de estos sistemas.

Para fundamentar la importancia, de este intercambiador, son desarrollados 5 capítulos, de los cuales, se hace un breve resumen a continuación.

En el Capítulo 1 se muestra una revisión bibliográfica enfocada al desarrollo Sistemas de Refrigeración por Eyectocompresión (SIRHEC) y a sistemas mejorados como el denominado Sistema de Refrigeración Híbrido por Eyectocompresión (SIRHEC). Este capítulo permite conocer el “estado del arte” a los últimos diez años. Son presentadas las condiciones de operación y fluidos de trabajo para diversos equipos desarrollados. Igualmente se realiza un estudio teórico ideal, de la influencia que tiene la temperatura, en los sistemas de refrigeración térmicos y se enfoca al estudio de un sistema híbrido de refrigeración por eyectocompresión, de tal forma que es posible comparar la eficiencia teórica con la real.

El Capítulo 2 está dedicado a la importancia en la selección de los fluidos refrigerantes para este sistema. Inicialmente es presentada la manera de clasificar y nombrar a los refrigerantes bajo la Norma ANSI/ASHRAE 34. Posteriormente, se abordan los criterios generales para la selección de un refrigerante, entre los cuales se encuentra el criterio ambiental, que actualmente ha cobrado gran importancia y se vuelve uno de los principales retos a vencer para la industria de la refrigeración. Se ahonda en los criterios específicos utilizados para refrigerantes en un SIREC de acuerdo con lo mostrado por diferentes autores. Igualmente, son presentadas algunas formas comunes para el cálculo de propiedades termofísicas de los refrigerantes.

El Capítulo 3 permite conocer los diversos tipos de intercambiadores de calor y su

clasificación, para presentar el que se ha decidido utilizar como enfriador intermedio del banco de pruebas de SIREC. Se muestran dos de las técnicas analíticas más comunes para el cálculo de evaluación de intercambiadores de calor como lo son la de temperatura media logarítmica o $LMTD^2$ y $\varepsilon - NTU^3$ y se exhiben las desventajas en su uso, para casos complejos como lo es la transferencia de calor en flujo bifásico. De acuerdo con lo anterior, se propone el desarrollo de un algoritmo numérico basado en el método de volumen finito que permite eliminar los inconvenientes de los casos anteriores. Esta metodología no sólo permite el diseño, sino también la evaluación del enfriador intermedio. Se desarrolla la discretización de las ecuaciones gobernantes necesaria para la generación del algoritmo.

Finalmente, el capítulo 4 presenta el desarrollo y resultados obtenidos al aplicar el código desarrollado. Para ello, es explicado el modelo físico de tal forma que permita entender la problemática abordada. Posteriormente y de acuerdo a la formulación matemática presentada en el capítulo anterior, se muestra la arquitectura utilizada para el algoritmo numérico. Para éste método numérico realizado, se muestra la validación realizada mediante datos experimentales tomados de la literatura. Por último, se realiza un estudio de sensibilidad para las condiciones de operación elegidas, obteniendo un diseño final del enfriador intermedio.

² Por sus siglas en inglés Log Mean Temperature Difference

³ Por sus siglas en inglés efectivity-Number of Heat Transfer Units

Objetivos generales

Los objetivos generales de este trabajo se enumeran a continuación:

1. Comparar el desempeño de máquinas térmicas de 3 y 4 temperaturas como lo son, los sistemas térmicos de refrigeración por eyectocompresión simples y los sistemas híbridos respectivamente.
2. Conocer el estado actual de los diferentes desarrollos realizados a nivel mundial de sistemas simples e híbridos de refrigeración por eyectocompresión.
3. Estudiar las características y criterios de selección de fluidos de trabajo para su uso en un Sistema de Refrigeración Híbrido por Eyecto Compresión (SIRHEC).
4. Elegir una metodología adecuada para la simulación, evaluación y diseño térmico-mecánico del enfriador intermedio para su uso en ciclos híbridos por eyectocompresión.

Capítulo 1

Estado del arte de los sistemas de refrigeración por eyectocompresión de vapor

Introducción

La conservación de alimentos y el acondicionamiento de aire para el confort térmico en algunas edificaciones son algunas aplicaciones de la generación de bajas temperaturas. Actualmente los equipos utilizados para este fin, emplean una gran cantidad de energía eléctrica proveniente de la combustión de combustibles fósiles, siendo éste uno de sus principales problemas. El calentamiento global, hace cada vez mas evidente la necesidad de desarrollar tecnologías alternativas que permitan llevar a cabo este trabajo disminuyendo el uso excesivo de energía eléctrica, ya sea utilizando equipos de alta eficiencia o bien empleando otros tipos de energía como por ejemplo la térmica. De esta última, el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja y media temperatura como la energía residual de algunos procesos industriales o bien la energía proveniente del sol

ha sido estudiada anteriormente, tanto por su contexto ecológico y de uso racional, como por su repercusión económica [2, 3]. La necesidad de producción de bajas temperaturas en lugares con gran cantidad de radiación solar se relaciona convenientemente para el uso de estas tecnologías. Los ciclos de absorción, adsorción y eyectocompresión, permiten el aprovechamiento de este tipo de energía. Al igual que en el ciclo de compresión mecánica la generación de bajas temperaturas por estos ciclos, se basa en el método de la evaporación de un refrigerante, siendo la forma en que comprimen el refrigerante a la salida del evaporador su primordial diferencia. El funcionamiento de estos equipos se ha demostrado con la construcción de distintos prototipos. Sin embargo, sus bajas eficiencias comparadas con los ciclos convencionales ha frenado su desarrollo comercial. No obstante, la comparación del desempeño, pone en una clara desventaja a los sistemas térmicos de refrigeración al no tomar en cuenta las bajas eficiencias de las plantas que producen la energía eléctrica que los compresores mecánicos emplean [4]. Para el caso de los ciclos de absorción de doble efecto, se han logrado obtener eficiencias competitivas respecto a ciclos convencionales, pero con la desventaja de requerir una alta inversión inicial tanto por la cantidad de elementos y los dispositivos de control que se requieren, como por los costos de mantenimiento. Por otro lado, los ciclos de adsorción presentan una menor complejidad y un menor número de elementos requeridos. No obstante, los modestos coeficientes de desempeño global (COP^1) obtenidos, han sido su principal desventaja [4]. Otra forma de utilizar la energía térmica para refrigeración, es mediante los ciclos de eyectocompresión y presentan su principal ventaja en el bajo costo de mantenimiento y en la sencillez del ciclo, pero igualmente con desempeños bajos. En las siguientes secciones se profundiza en el desarrollo de sistemas de refrigeración por eyectocompresión tanto simples como con algunas mejoras que favorecen el desempeño.

¹ *Por sus siglas en inglés Coefficient of Overall Performance*

1.1. Sistemas de refrigeración por eyectocompresión Simple (SIREC)

Los sistemas de refrigeración por eyectocompresión se desarrollaron a inicios del siglo pasado alcanzando su cúspide entre los años de 1970 a 1980 principalmente para aplicaciones de acondicionamiento de aire [1]. Estos sistemas pertenecen a las denominadas máquinas de tres temperaturas junto con los sistemas de refrigeración por absorción y adsorción. Un Sistema de REfrigeración por Eyectocompresión de vapor (SIREC), consta básicamente de 6 elementos de los cuales 3, son su esencia. En la figura 1.1 se muestra de manera esquemática un SIREC simple y dentro de una línea punteada los elementos principales.

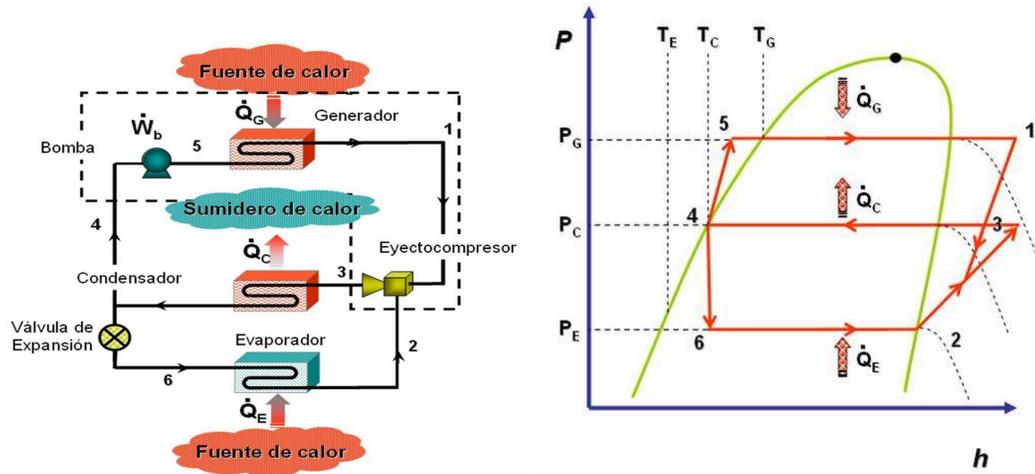


Figura 1.1: Diagrama esquemático y P-h de un SIREC

Con base en la figura 1.1, a continuación se describe la operación de un SIREC: el ciclo da inicio a la salida del generador de vapor donde existe el intercambio de calor con el fluido caliente proveniente de una fuente térmica (energía solar), llevando al refrigerante a un estado de sobrecalentamiento con alta presión (P_G). El vapor ingresa al eyector (1), que es un dispositivo sin partes móviles compuesto de un conjunto de

toberas convergentes y divergentes, el cual, tiene dos propósitos principales: el arrastre del fluido secundario (proveniente del evaporador) y su compresión hasta la presión del condensador (P_C) [1] mayores detalles se presentan en la siguiente sección. Posteriormente a la salida del eyector, el fluido aún en estado de vapor sobrecalentado (3), entra a un condensador, para llevarlo a un estado de saturación en fase líquida (4), mediante el rechazo de calor hacia el medio ambiente en la cantidad Q_C . A su salida el refrigerante se divide en dos partes, la primera es bombeada nuevamente a la presión del generador en un estado de subenfriamiento (5) mediante la adición de trabajo mecánico (W_C). Posteriormente es conducido de nuevo al generador de vapor en donde cierta cantidad de calor (Q_G) es añadida. Mientras tanto, la segunda parte del fluido, pasa a través de una válvula de expansión en donde su presión es disminuida drásticamente hasta la presión P_E llevándolo a un estado de mezcla (6) [1]. Así, el fluido a baja presión y temperatura, ingresa al evaporador retirando una cantidad de calor en la proporción Q_E , generando el denominado efecto frigorífico.

1.1.1. Operación del eyector

En un SIREC, el eyectocompresor juega dos papeles fundamentales: el “arrastre” de un fluido secundario y la compresión del mismo. Debido a que el comportamiento del eyector depende tanto de factores térmico-mecánicos como de su geometría, su diseño requiere de gran precisión y de una operación en condiciones lo más estable posibles [1].

La siguiente explicación hace referencia a la figura 1.2. En su concepción más simple, un eyector consta de un conjunto de toberas (primaria y secundaria) que tienen una sección convergente y otra divergente. Al principio del eyector, un fluido conocido como primario (P) o “motor”, entra, se acelera a través de una garganta (i) y se expande saliendo a velocidades supersónicas, creando una baja presión a la salida de la tobera divergente (ii) [1].

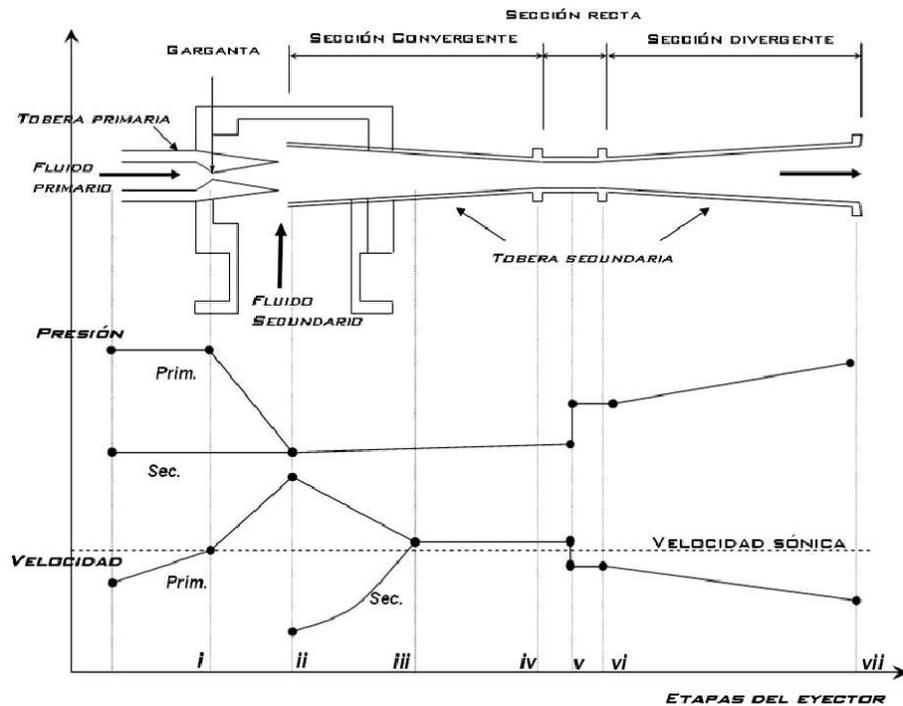


Figura 1.2: Perfil de presión y velocidad en el eyector (corte axial)

Para que este proceso se lleve a cabo, el fluido primario transforma su entalpía de estancamiento (entalpía de un fluido cuando es llevado al reposo adiabáticamente), en energía cinética [5]. De acuerdo a la diferencia de presiones, el otro fluido conocido como secundario (S), es aspirado hacia la cámara de mezcla con un incremento en su energía cinética [1]. Se ha observado que la onda expansiva del fluido primario, fluye formando un ducto convergente sin mezclarse con el fluido secundario [1]. En alguna parte de la sección convergente de la tobera secundaria (iii), el fluido aspirado adquiere una velocidad supersónica, provocando un estrangulamiento [1]. El proceso de mezcla entre ambos fluidos, se piensa que ocurre con el estrangulamiento del fluido secundario. Al final de la cámara de mezcla, ambos fluidos se encuentran totalmente combinados y la presión puede asumirse como constante hasta que alcanza la sección recta (iv). Debido a la alta presión sostenida aguas atrás de la cámara de mezcla, una onda de

choque es provocada en alguna parte de esta sección (v). Esto trae como consecuencia un primer efecto de compresión y súbitamente se produce una caída en la velocidad del flujo, pasando de un régimen sónico al subsónico . Así, una mayor compresión es lograda a lo largo del difusor subsónico hasta su salida (vii) [1]. La relación de compresión (r) y la tasa de arrastre (\dot{u}), son algunos parámetros técnicos que permiten la evaluación de su eficiencia, la primera hace referencia a la razón existente entre la presión de evaporación y la de condensación, mientras que la segunda, tiene que ver con la relación de flujos másicos entre el fluido primario y secundario. El eyector, que es el corazón de los sistemas de eyectocompresión, fue inventado por Sir Charles Parsons alrededor del año de 1901 [1]. Por primera vez en el año de 1910 Maurice Leblanc utilizó un eyector para un sistema de refrigeración, experimentando una ola de popularidad durante los años 30 del siglo XX, para equipos de acondicionamiento de aire [1]. Sin embargo su popularidad cayó con el desarrollo de los sistemas compresión mecánica, dejando casi en el olvido este método de refrigeración [1].

Desde el punto de vista termodinámico, SIREC puede ser visto como una máquina de 3 fuentes de temperatura ($3T$) mediante el acoplamiento entre un motor térmico con un refrigerador, donde la fuente intermedia es la misma para ambas máquinas (figura 1.3).

Para el caso de esta máquina de refrigeración $3T$, su rendimiento térmico de Carnot se puede obtener por el producto de los rendimientos de ambas máquinas, tal que:

$$\eta_{3T_{Carnot}} = COP_{3T_{Carnot}} = \eta_{2T_{Carnot}} \cdot COP_{2T_{Carnot}} = \left(\frac{T_G - T_C}{T_G} \right) \left(\frac{T_C}{T_C - T_E} \right) \quad (1.1)$$

donde η_{3T_C} y es la eficiencia de Carnot de la máquina $3T$, $\eta_{2T_C} \cdot COP_{2T_C}$ es el producto de la eficiencia de la máquina térmica y el refrigerador, mientras que T_C , T_m y T_F son las temperaturas de la fuente caliente, media y fría.

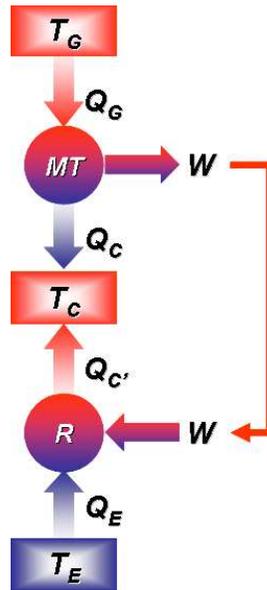


Figura 1.3: Máquina de refrigeración 3T ($T_G > T_C > T_E$)

De acuerdo con la ecuación 1.1, la figura 1.4 muestra la variación de la eficiencia de acuerdo con los cambios en los distintos niveles de temperatura.

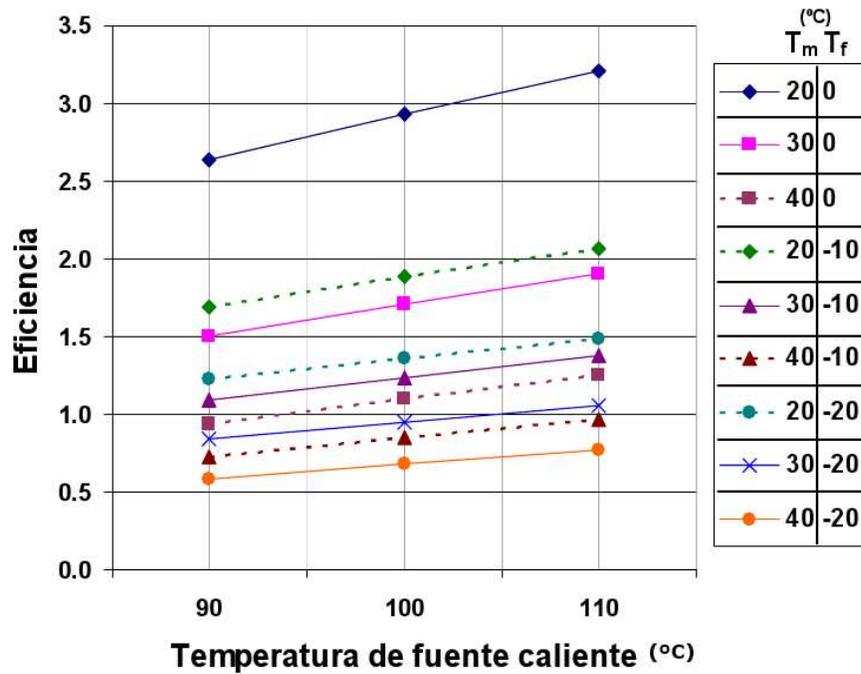


Figura 1.4: Variación de la eficiencia de una máquina 3T [1]

Se observan las eficiencias teóricas de una máquina de refrigeración con temperaturas de medio ambiente entre los 20 y 40°C y temperaturas de evaporación para aplicaciones tanto de acondicionamiento de aire (0°C) como de congelamiento (-20°C), a diferentes temperaturas de fuente caliente. Las mejores eficiencias se obtienen a mayores temperaturas de evaporación y generación (T_C) y menores temperaturas de medio. Se exaltan las fuertes penalizaciones existentes en el desempeño de un refrigerador 3T cuando las temperaturas de condensación y evaporación se modifican, en especial cuando encuentran mas alejadas una de otra.

A nivel mundial han sido realizados, tanto estudios teóricos como prácticos que fundamentan el funcionamiento de esta tecnología y en este trabajo son presentados los últimos desarrollos en esta área.

1.1.2. Desarrollos a nivel mundial de los SIREC

En 1996 Dorantes [6] *et al.*, desarrolla un modelo matemático para un SIREC manejado mediante energía solar, comparando el desempeño del sistema utilizando R142b con el del sistema ISAAC de Energy Concepts, el cual, trabaja en un ciclo simple de absorción amoniaco-agua. Encuentra desempeños competentes para similares condiciones de operación.

En 1998 Nehad Al-Khalidy [7], presenta un estudio donde se compara de manera teórica el desempeño de un SIREC utilizando R113 como fluido de trabajo, discute el uso de distintos fluidos refrigerantes, incluso los hidrocarburos, presenta algunos criterios de selección del fluido de trabajo, concluyendo que el peso molecular es un parámetro de importancia en el desempeño de un SIREC.

Un año más tarde Da-Wen Sun [8], realiza un estudio teórico en donde compara el desempeño de un SIREC utilizando fluidos como el R718, R123, R134a, R11, R12, R113, R21, R142b, R152a, R318 y el R500; obtiene como mejores fluidos al R152a y al

R500, observando diferentes eficiencias, pero iguales patrones de comportamiento para los distintos fluidos.

En 2000 Rogdakis y Alexis, estudian de manera teórica un ciclo simple utilizando amoníaco como refrigerante, pero sin cambios notables en el desempeño. Posteriormente Riffat y Omer [9], modelan mediante técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD²) el comportamiento del eyector para el diseño de la distancia óptima de penetración de la boquilla primaria. El fluido de trabajo empleado es el metanol y posterior al estudio teórico, presenta resultados experimentales. El mismo año Nguyen [10] *et al.*, muestra un caso práctico de aplicación para estos sistemas, probando el equipo en laboratorio e instalándolo en las oficinas de Loughborough. El ciclo es diseñado para emplear agua como fluido de trabajo y además de proveer refrigeración, permite suministrar calor en temporada invernal. También, es presentada una evaluación económica del equipo, respecto a un sistema convencional de igual capacidad, encontrando rentabilidades del SIREC a plazos entre 15 y 30 años debidos a los bajos costos en mantenimiento del mismo. Otro estudio realizado en 2001 [11] compara de manera teórica el desempeño utilizando fluidos como el R123, R134a, R152a y R717 proponiendo al R134a como mejor fluido.

Para el año 2004 Selvaraju y Mani [12, 13] presentan dos artículos muy similares en contenido, aunque con algunas variantes en los resultados presentados. Compara al R134a, R152a, R290, R600a y al R717, reiterando al R134a como mejor fluido; el estudio culmina en conclusiones obvias de comportamientos ya conocidos en los SIREC. También en 2004 Alexis [14] compara de manera teórica el desempeño de un ciclo simple utilizando metanol, con el COP_C de Carnot para los mismos niveles de temperatura. Al año siguiente el mismo autor presenta otro estudio teórico empleando agua como fluido de trabajo [15]; analiza el SIREC de un punto de vista exergético encontrando

² Por sus siglas en inglés Computational Fluid Dynamics

que los elementos de mayor pérdida de exergía, son el eyector y el condensador.

Nuevamente Selvaraju y Mani desarrollan en 2006 un estudio práctico de un ciclo simple [16], utilizando al R134a como fluido de trabajo y encontrando el punto óptimo de operación mediante un estudio paramétrico. En ese mismo periodo, Huang [17] *et al.* diseñan, construyen y evalúan un SIREC utilizando R141b y remplazando el uso de una bomba convencional por una manejada por energía térmica reduciendo los costos de mantenimiento, al no contener partes móviles. Concluye diciendo que la eficiencia de este sistema puede ser superior de un 20 a un 30% respecto a un ciclo de absorción de una etapa. A la par Vidal [18] *et al.* evalúan de manera teórica las repercusiones del área de captación y el tanque de almacenamiento en la fracción solar para un SIREC manejado por energía solar. Su sistema emplea al R141b como fluido de trabajo obteniendo un área de captación de $80m^2$ con fracción solar de 42% y una capacidad de $10.5kW$.

En 2007 Jianlin [19] *et al.* en un estudio teórico, presentan un SIREC empleando R142b apoyando el subenfriamiento del refrigerante antes de la válvula de expansión, mediante un otro eyector líquido-gas. En el estudio demuestra que el *COP* puede ser mejorado hasta en un 10% respecto a ciclos simples. Sin embargo, al ser un estudio teórico, no se mencionan las posibles complicaciones debidas al control operativo del sistema. Igualmente en 2007 Pridasawas y Lundqvist [20] realizan un modelo teórico de un SIREC solar basado en el programa TRNSYS, encontrando áreas de captación cercanas a los $80m^2$ para una fracción solar de 75%. La capacidad de enfriamiento de 2.5 a $3kW$, para temperaturas de evaporación de $15^{\circ}C$ empleando isobutano como refrigerante. Cabe resaltar de este último autor su trabajo de tesis doctoral[21], donde se fundamenta el estudio anterior así como se profundiza en los criterios de selección de los refrigerantes para sistemas de por eyectocompresión de lo cual se hablará en el capítulo siguiente.

No obstante de las condiciones de operación o de la geometría del eyector, en su forma simple, un SIREC no puede alcanzar relaciones de compresión entre el condensador y evaporador mayores a 4.0, reduciendo su rango de aplicación para temperaturas de acondicionamiento de aire [1]. Mientras tanto su COP para un rango de temperaturas comprendido entre $70^{\circ}C$ y $90^{\circ}C$ en el generador, 20 a $50^{\circ}C$ en el condensador y temperaturas de evaporación para aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de 0.11 hasta un máximo de 0.6 encontrado de manera teórica [15]. Al respecto, Sokolov propone en 1989 el desarrollo de un ciclo híbrido entre un SIREC y un sistema de compresión mecánico [22] que ayude a superar los principales problemas en ambas tecnologías. Por una parte, el sistema de eyectocompresión amplía su rango de aplicaciones y aumenta su eficiencia global y por la parte del sistema de compresión mecánico, permite la reducción de la necesidad de energía eléctrica. Para 1990 Sokolov muestra el diseño y evaluación de un sistema híbrido, obteniendo importantes mejoras en el desempeño del sistema[23]. A continuación se da una breve introducción a los sistemas híbridos apoyados en ciclos por eyectocompresión de vapor, así como su desarrollo actual.

1.2. Sistemas de refrigeración mejorados

Algunos de los resultados presentados en 1990 por D. Hershgal y M. Sokolov [23] han mostrado que la eficiencia de un SIREC puede mejorar significativamente al ser adaptado para trabajar auxiliado por un compresor mecánico, obteniendo competitivos valores de COP mediante una pequeña utilización de energía eléctrica.

La figura 1.5 muestra la inclusión del compresor mecánico a un ciclo SIREC. De acuerdo con el diagrama P-h el trabajo de compresión, ahora es repartido entre el eyector y el compresor mecánico. De esta manera el ciclo puede alcanzar mayores relaciones de compresión como las necesarias para la producción de bajas temperaturas o bien,

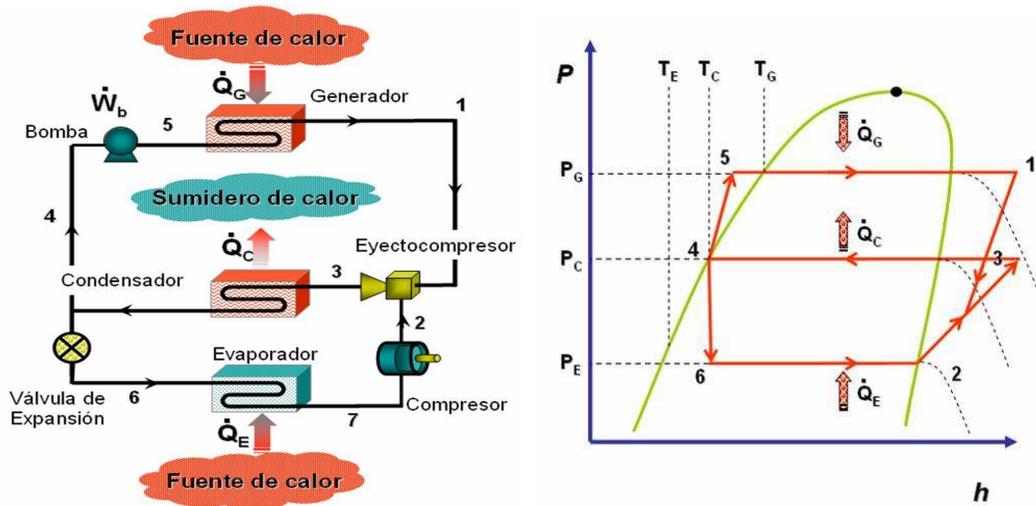


Figura 1.5: Diagrama esquemático y P-h de un Sistema de Refrigeración por Eyectocompresión Asistido (SIRECA)

obtener $COPs$ más elevados.

En la práctica, resulta inconveniente que la salida del compresor se encuentre directamente situada a la entrada del eyector. Esto es debido a que pequeñas gotas de aceite provenientes del compresor o también, la intermitencia del flujo producto del movimiento alternativo del mismo, pueden afectar directamente al desempeño del eyector [22]. Para resolver los inconvenientes prácticos mencionados ha sido propuesta la inclusión de un elemento conocido como enfriador intermedio [23].

El enfriador intermedio es un intercambiador de calor que permite el acoplamiento de ambos sistemas generando un ciclo híbrido conocido como Sistema de Refrigeración Híbrido por Eyectocompresión (SIRHEC). El enfriador intermedio es un intercambiador de calor y en ciertos casos de masa [23]; este elemento puede ser visto como el evaporador del subsistema de eyectocompresión y como el condensador del subsistema de refrigeración (compresión mecánica). Este elemento permite realizar el intercambio tanto de masa como de energía cuando solo se utiliza un refrigerante, o bien, solo el intercambio de calor cuando se requiera utilizar fluidos distintos en cada subsistema.

Esto último, abre una nueva posibilidad hacia la optimización de los sistemas de eye-
 tocompresión mediante el uso de dos fluidos refrigerantes. Además de esta ventaja,
 el enfriador intermedio permite asegurar tanto el suministro de vapor al eyector, como
 el suministro de líquido hacia el evaporador, al funcionar como un tanque de alma-
 cenamiento para ambos estados del refrigerante. En lo anterior, radica la importancia
 para el desarrollo de un estudio detallado de este intercambiador. El diseño y evaluación
 de este dispositivo son objeto de estudio de esta tesis y más adelante se profundizará en
 esos aspectos.

De la inclusión de este elemento al SIREC surge el diseño mostrado en la figura 1.6.
 Los elementos adicionales en este sistema, son la válvula de expansión y el enfriador
 intermedio.

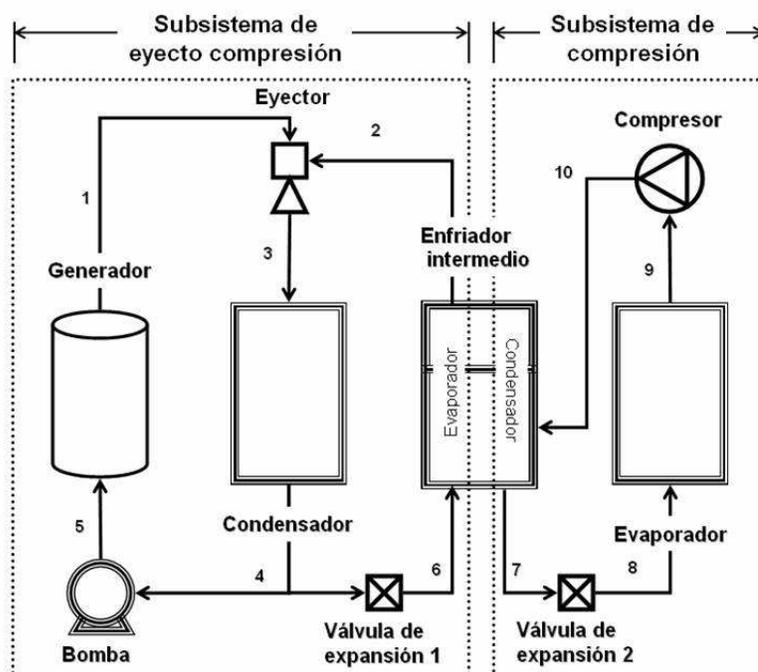


Figura 1.6: Componentes de un SIRHEC

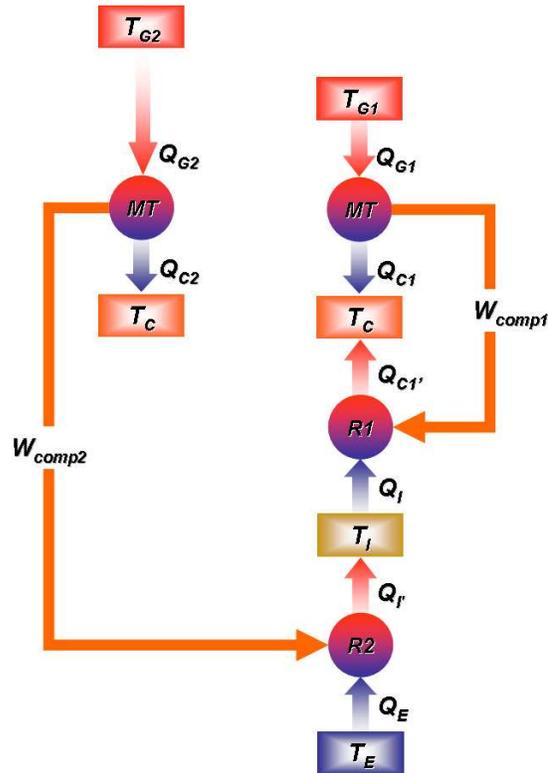


Figura 1.7: Diagrama esquemático de una máquina 4T

Abordando a este sistema a la luz de la termodinámica, el ciclo puede verse como una máquina de 4 fuentes de temperatura (4T) lograda por el acoplamiento entre una máquina de refrigeración 3T y un refrigerador térmico.

Estrictamente no existen 4 fuentes de temperatura, sino tres, denominadas como T_G, T_C y T_E , más una pseudofuente denominada T_I , que de acuerdo a la figura 1.7 corresponderá al acoplamiento de un condensador con un evaporador (enfriador intermedio), tal que el flujo de calor de rechazo del condensador C_2 es transferido como carga térmica al evaporador E_1 . En este caso, el objetivo de ésta máquina 4T, es el de enfriar un medio, extrayendo Q_{E2} , utilizando principalmente calor de generación, trabajo de bomba y trabajo del compresor, denominados como Q_G, W_{bomba} y $W_{compresor}$ respectivamente. Despreciando $W_{bomba} + W_{compresor}$ respecto a Q_G , el rendimiento global de

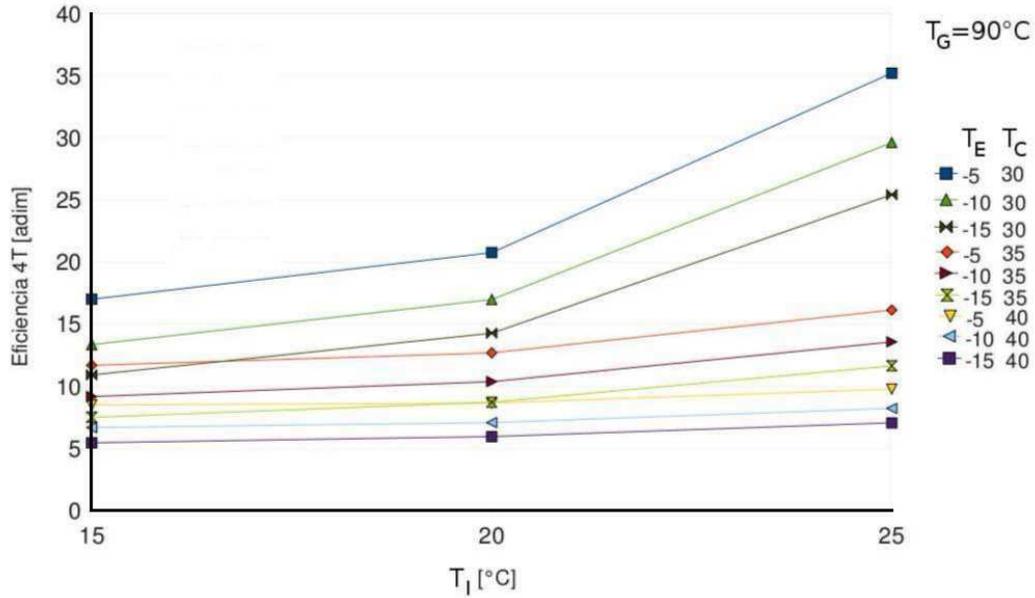


Figura 1.8: Variación de la eficiencia respecto a los diferentes niveles de temperatura de una máquina 4T

ésta máquina 4T, operando en ciclo de Carnot sería:

$$\begin{aligned}
 COP_{ATC} &\simeq \frac{Q_{E2}}{Q_G} = \eta_I \cdot COP_I \cdot COP_{II} \cdot (Factor_{Carnot}) \\
 &\simeq \left(1 - \frac{T_C}{T_G}\right) \left(\frac{T_I}{T_C - T_I}\right) \left(\frac{T_E}{T_I - T_E}\right) (Factor_{Carnot}) \quad (1.2)
 \end{aligned}$$

Examinemos ahora los rendimientos teóricos que es posible obtener a partir de realizar una variación de las temperaturas mediante la figura 1.8. Existen dos maneras de abordar el trabajo de compresión que realiza la máquina 2 (W_{comp2}) una es tomarla de una fuente proveniente de la energía solar ya sea de baja concentración ($90^\circ C$) con captadores solares planos o bien fuentes de alta concentración, mediante captadores de canal parabólico ($500^\circ C$). La segunda y más utilizada es mediante energía eléctrica producida por la quema de combustibles fósiles ($600^\circ C$).

Para esta figura se ha tomado en cuenta la producción de energía mecánica mediante

la combustión de energéticos fósiles tomando una eficiencia de generación ($Factor_{Carnot}$) de 0.4. En ella se observa que la eficiencia mejora notablemente cuando las temperaturas T_I y T_E se incrementan y en menor grado cuando la temperatura T_C disminuye para una misma temperatura de generación T_G .

El incremento en la eficiencia debido a T_I podría llevar a la conclusión errónea de que no es viable la utilización de un sistema híbrido. Sin embargo para el caso estudiado, el refrigerador acoplado requeriría de una gran cantidad de energía de alta calidad (“trabajo”) proveniente de procesos costosos y poco eficientes. Es aquí donde surge una de las principales justificaciones de esta tesis ya que al utilizar sistemas híbridos se diversifica la energía empleada, y aunque es “baja” su eficiencia, es posible utilizar fuentes “gratuitas” como lo podría ser el sol, o bien calor de rechazo de algunas máquinas térmicas para llevar a cabo este trabajo. Es posible observar notables mejoras en la eficiencia respecto a las máquinas 3T presentadas en la sección 1.1.

Referente a éste y otros ciclos híbridos formados a partir de un SIREC se han desarrollado diversos estudios, tanto teóricos como prácticos los cuales, se discuten a continuación.

1.2.1. Desarrollos a nivel mundial de los SIRHEC

En 1996 Da-Wen *et al.* [24] desarrollan un estudio teórico de un ciclo SIRHEC-Absorción. El fluido de trabajo es una mezcla de bromuro de litio-amónico y la distribución se muestra en la figura 1.9. Los resultados muestran mejoras que van de un 20 a un 40 % respecto a un ciclo de absorción de una etapa para las mismas condiciones. El sistema está diseñado para temperaturas de acondicionamiento de aire obteniendo $COPs$ entre 1 y 1.5.

A pesar de las evidentes mejoras en la eficiencia, las temperaturas de generación manejadas resultan altas para ser manejadas por fuentes de bajo grado térmico al nece-

sitar entre 120 y 204°C. Además, tampoco se discute acerca de los posibles problemas operativos del equipo. Para el siguiente año, el mismo autor realiza otro desarrollo teórico de un SIRHEC apoyado en compresión mecánica [25]. El ciclo híbrido ocupa un enfriador intermedio que permite trabajar en ciclos independientes con dos refrigerantes. Por la parte del subsistema de eyectocompresión, este ocupa agua como fluido de trabajo y por la parte de compresión mecánica R134a. Igualmente diseñado para acondicionamiento de aire este sistema ya permite el uso de fuentes de bajo grado al requerir temperaturas de 80°C. Al ser la energía solar, una energía “gratuita” presenta *COPs* entre 4 y 6.8 al considerar únicamente el uso de energía eléctrica. Menciona que el consumo de energía eléctrica es reducido a la mitad respecto de un sistema convencional y que la amortización de los captadores solares puede manejarse mediante los ahorros debidos a la disminución en los requerimientos eléctricos. Igualmente en 1998 Da-Wen hace un estudio comparativo de los efectos de diversos fluidos en el desempeño del SIRHEC [26]. Los fluidos evaluados son el R718, los CFCs R11, R12, R113, los HCFCs R21, R123, R142b, los HFCs R134a, R152a así como el compuesto orgánico RC318 y el azeotropo R500. Para su estudio, ocupa el modelo de Keenan *et al.* [26] y las propiedades termofísicas son obtenidas mediante ecuaciones de estado. Prueba algunos recuperadores de calor, concluyendo que el preenfriamiento del fluido hacia el eyector reduce la tasa de arrastre al incrementar el volumen específico, repercutiendo directamente en el desempeño del sistema. La mezcla propuesta es la de R718 (agua) por la parte del eyector y R21 de lado del compresor mecánico alcanzando *COPs* hasta de 7.8. Este COP aparentemente alto es logrado al no considerar la energía térmica utilizada en el ciclo, argumentando que esta energía puede tomarse de una fuente gratuita como el sol.

En 2001 Huang *et al.* [27] diseña y evalúa de manera teórica y práctica un SIRHEC de compresión mecánica para acondicionamiento de aire, empleando al R141b de lado

del eyector y R22 en el compresor. Presenta una configuración interesante al emplear el calor contenido en los vapores a la salida del compresor mecánico para el manejo del ciclo de eyectocompresión (Fig.1.10). En la parte de diseño y simulación del ciclo utiliza un modelo del eyector desarrollado por ellos anteriormente y para la predicción del comportamiento del compresor mecánico utilizan un coeficiente de eficiencia isentrópica calculado empíricamente para el caso particular. En el artículo se muestran más detalles de los distintos componentes utilizados en su desarrollo [27]. Se demuestra que el COP respecto a un SIREC, se incrementa hasta en un 18 %.

Para 2004 Arbel junto con Sokolov [28] muestran resultados de un estudio teórico de un SIREC utilizando al R142b como refrigerante. El artículo compara el desempeño respecto a los trabajos anteriores realizados por Sokolov donde el fluido utilizado era el R113 el cual ahora se encuentra en desuso [23]. Concluye diciendo que el mejor refrigerante es el que va de acuerdo con la protección al medio ambiente (“The greener, the better”), no solo en el aspecto ecológico, sino técnico. Ese mismo año Hernández *et al.* [29] presenta un estudio teórico comparando el desempeño del R134a con el R142b. Las temperaturas propuestas en el artículo, sugieren aplicaciones de congelamiento y un manejo del ciclo mediante energía solar. No trabaja en combinaciones de fluidos es decir, el mismo fluido es utilizado en ambos subsistemas. Utiliza el modelo de Lu [29] para predecir el comportamiento del eyector y los demás elementos son estimados mediante eficiencias teóricas. Del estudio mencionado y de otros realizados anteriormente [1] se desprende el diseño de un banco de pruebas de SIRHEC instalado en el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía de Temixco, Morelos. Es importante mencionar que como parte de este trabajo, también se contribuyó ampliamente en el diseño espacial y construcción de este banco de pruebas y que al momento se encuentra en puerta de iniciar las primeras experimentaciones. La figura 1.11 muestra el diseño final desarrollado para la primera etapa de construcción.

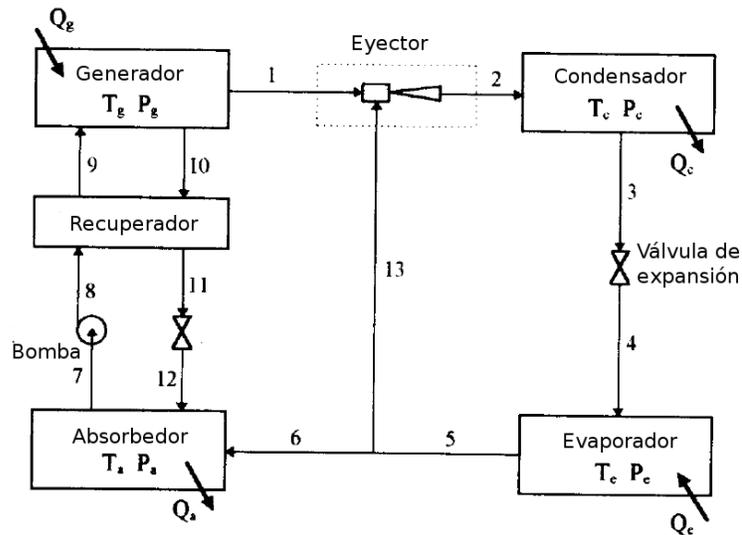


Figura 1.9: Propuesta de ciclo híbrido Eyectocompresión-Absorción [24]

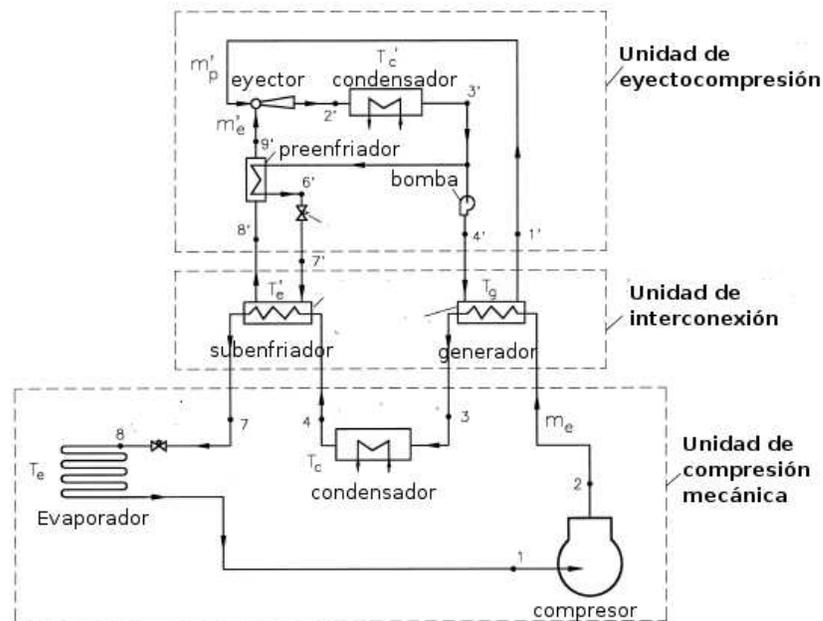


Figura 1.10: Diagrama esquemático de un SIRHEC modificado [27]

Para una segunda etapa, el diseño del enfriador intermedio realizado en este estudio, contribuirá en el desarrollo de este banco de pruebas.

Finalmente en el año de 2005 Jaya *et al.* [30] compara de manera teórica los fluidos R124, R134a y R32 para temperaturas de evaporación entre -5 y 15°C en un SIRHEC. Sin embargo, como ha pasado igualmente con los sistemas convencionales, gran parte del desarrollo realizado en los inicios de esta tecnología, tendrá que ser renovada, principalmente debido al uso de fluidos de trabajo basados en los clorofluorocarbonos. Posterior a la introducción del protocolo de Kyoto se ha promovido el uso de fluidos de trabajo menos agresivos al ambiente como los hidrofluorocarbonos y los hidrocarburos. No obstante, el trabajo en este rubro sigue inconcluso y requiere de mayores desarrollos.

A manera de resumen en el Apendice A se presenta una tabla de resumen de los trabajos expuestos anteriormente, sus condiciones de operación y eficiencias de los sistemas. Es importante aclarar que otros estudios tanto teóricos como prácticos referentes a los SIREC han sido desarrollados en estos últimos años. Los mismos se enfocan en mejoras de algún componente en específico, en particular mejoras en la geometría del eyector. Sin embargo, este trabajo se ha enfocado a la búsqueda de mejoras mediante el uso de diferentes fluidos de trabajo, así como mediante sistemas híbridos, cuyo panorama es el principal objetivo de esta tesis.

En el siguiente capítulo se presenta una metodología para la selección de los fluidos refrigerantes, enfocado a sistemas de refrigeración por eyectocompresión de tal manera que se facilite la elección del refrigerante aprovechando sus propiedades termofísicas.

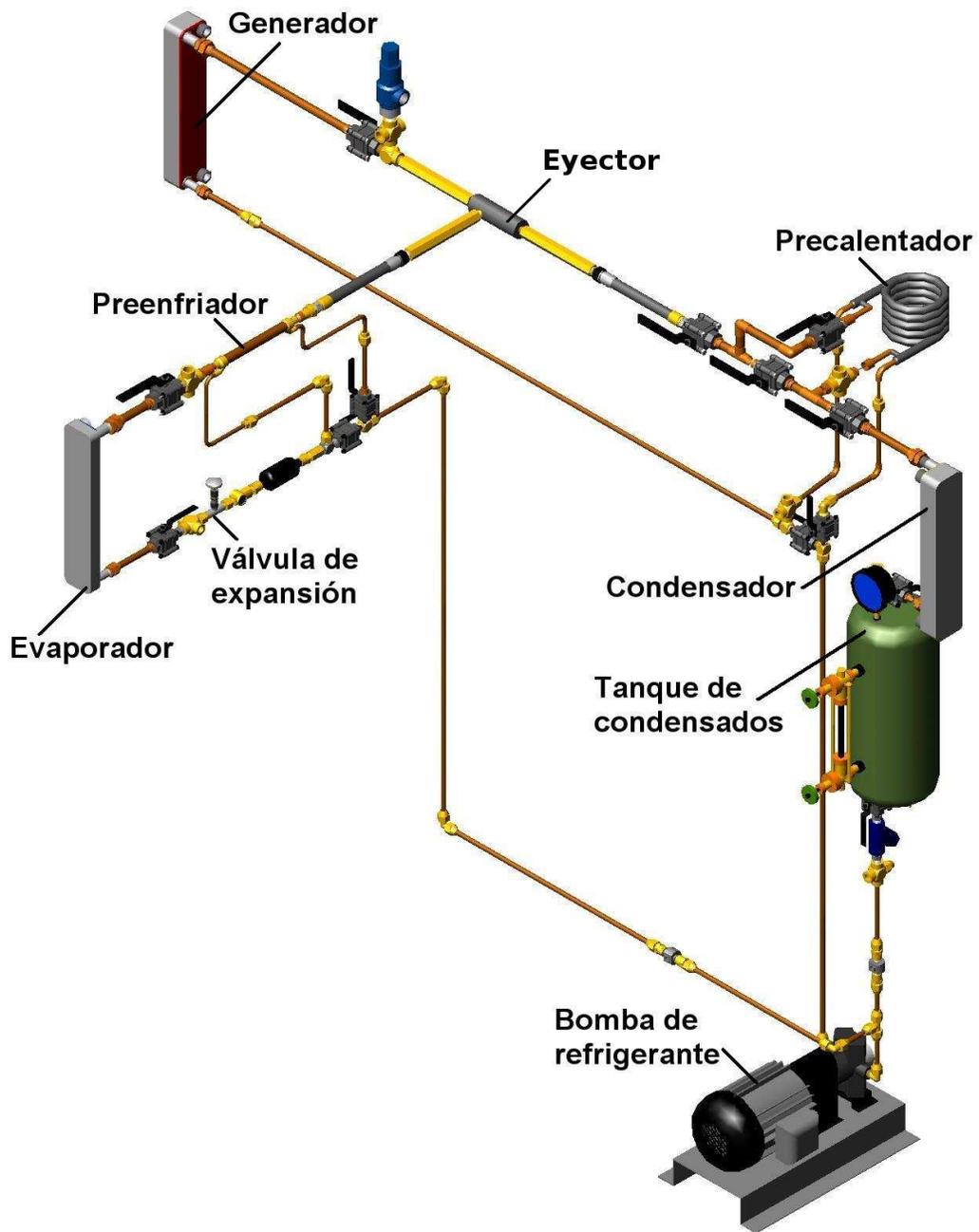


Figura 1.11: Diseño espacial del banco de pruebas

Capítulo 2

Selección y cálculo de las propiedades termofísicas de fluidos refrigerantes

Introducción

Un refrigerante es un fluido de trabajo que tiene como función absorber el calor de un área específica rechazándolo hacia un ambiente externo, comúnmente mediante la evaporación y condensación respectivamente [31].

El diseño de un equipo de refrigeración, depende en gran parte de las propiedades del fluido seleccionado. La elección de un fluido de trabajo debe cubrir diferentes aspectos no asociados directamente con su capacidad de intercambio de calor. La estabilidad química, flamabilidad, toxicidad, costo, disponibilidad y eficiencia, son algunas características a considerar a la hora de seleccionar un refrigerante. Adicionalmente a las características mencionadas, el aspecto ambiental, toma un papel relevante.

En este capítulo, se presenta una clasificación de los refrigerantes normalizada por

ASHRAE, con el fin de identificar los diferentes fluidos de trabajo y al mismo tiempo dar una idea de su composición química. Posteriormente, se muestran los criterios generales de selección, para después detallar en los aspectos convenientes en sistemas de refrigeración por eyectocompresión. Finalmente, se abordan las distintas maneras para el cálculo de las propiedades termofísicas de los refrigerantes.

2.1. Clasificación de los fluidos refrigerantes

La norma americana ANSI / ASHRAE 34, publicada en 2001, "Designación y clasificación de seguridad de los refrigerantes", establece una clasificación internacional que incluye a todos los fluidos refrigerantes de acuerdo a su composición química [32]. Esta clasificación distingue 4 grupos:

1. Hidrocarburos y sus derivados
2. Mezclas zeotrópicas y azeotrópicas
3. Compuestos orgánicos
4. Compuestos inorgánicos

De aquí se desprende una codificación que identifica a cada uno de estos fluidos, comprendida de un prefijo formado por letras y un sufijo compuesto por dígitos. Comúnmente es empleada la letra R como prefijo (ej. R22, R134a, R600a, etc), aunque puede emplearse la letra C, precedido por B, C o F o una combinación de éstas en el mismo orden, para identificar la presencia de bromo, cloro ó fluor (ej. HCFC22, HFC134a) [32]. Los compuestos que además contienen hidrógeno, les antecede una letra H como puede observarse en los ejemplos. Estos últimos prefijos, deben emplearse solo en publicaciones que no sean de carácter técnico [32]. Algunas veces se emplea el nom-

bre del fabricante o la marca aunque estos nombres no deben ser usados en documentos oficiales.

Posteriormente, el sufijo permite distinguir entre los distintos grupos mencionados. En el grupo de hidrocarburos y derivados, el sufijo lo compone el número de átomos de los elementos que forman al fluido. El primer dígito de la derecha indica el número de átomos de fluor (F) mientras que el segundo de la derecha, es el número de átomos de hidrógeno +1. El tercer dígito desde la derecha indica el número de átomos de carbono -1, siendo el cuarto el número de enlaces de carbón-carbón insaturado (cuando es negativo no aparece). Para fluidos que contienen Bromo (Br), se añade la letra B después del número de identificación, seguido del número de átomos presente. El número de átomos de cloro (Cl) es obtenido de restar el número de átomos de flúor, bromo e hidrógeno del total de número de átomos que pueden enlazarse al carbón: 4 para derivados del metano (CH_4), 6 para derivados del etano (C_2H_6), etc. Como ejemplo se muestra la codificación para el R22 (Clorodifluorometano CHClF_2):

R022:

- 0 Número de átomos de carbono -1
 - 2 Número de átomos de hidrógeno +1
 - 2 Número de átomos de flúor
- Número de átomos de cloro: 1 (4 menos 1 átomo de hidrógeno, menos 2 de flúor)

Para los compuestos cíclicos, se utiliza la letra C antes del número de identificación de refrigerante (ej. RC318). En el caso de los isómeros de la serie etano, pueden tener mismo número. La simetría está indicada en las mismas cifras ocupadas. El desfase es identificado añadiendo las minúsculas a, b ó c (ej. R134 y R134a) [32].

En el caso de las mezclas, se definen por el número y la proporción de masa de refrigerantes correspondientes, los cuales, se ubican en orden ascendente de acuerdo a su punto de ebullición normal [32]. A las mezclas zeotrópicas se les otorga un número de identificación correspondiente a la serie 400 y a las azeotrópicas el 500. El número indica los componentes que constituyen a la mezcla y la letra mayúscula después de las cifras indica la proporción. Los números son asignados de forma cronológica de acuerdo con la aceptación hecha por el ASHRAE. La tabla 2.1 ejemplifica el caso para una misma mezcla a diferentes proporciones.

Tabla 2.1: Ejemplo de codificación de mezclas

Mezcla	Componentes	Proporción
R407A	R32/R125/R134a	20/40/40
R407B	R32/R125/R134a	10/70/20
R407C	R32/R125/R134a	23/25/52
R407D	R32/R125/R134a	15/15/70
R407E	R32/R125/R134a	25/15/60

Finalmente, a los compuestos orgánicos se les atribuye la serie 600 y los números son consecutivos, mientras que en los inorgánicos se les identifica con la serie 700 y los números siguientes corresponden a la masa molecular del fluido.

Por cuestiones de seguridad también se otorga una codificación alfanumérica de dos cifras. Una letra que indica la toxicidad y un número correspondiente a la flamabilidad. La toxicidad distingue dos grupos A y B. El primero para los que no existen pruebas de toxicidad en concentraciones inferiores o iguales a 400 ppm y la segunda para los que presentan toxicidad a concentraciones por debajo de 400 ppm. El número indica flamabilidad baja, media y alta del 1 al 3 respectivamente para ciertas condiciones establecidas por ASHRAE [32]. Es posible observar la clasificación de algunos fluidos refrigerantes en el apéndice B.

Una vez definida la forma de clasificación de los refrigerantes, a continuación se abordan los criterios generales para la selección de un fluido refrigerante.

2.2. Criterios generales de selección

El grupo de hidrocarburos ha sido empleado con ciertas reservas por cuestiones de seguridad, debidas en gran parte a la flamabilidad de estas sustancias [33]. A pesar de ello, nuevamente cobran importancia debido a sus interesantes propiedades termofísicas. Sin embargo, este trabajo se enfocará a los derivados de hidrocarburos y mezclas, los cuales, en la actualidad, son utilizados ampliamente.

Los derivados de hidrocarburos, pueden a su vez subdividirse en CFCs (Clorofluorocarbonos), HCFCs (Hidroclorofluorocarbonos) y HFCs (Hidrofluorocarbonos). Del uso y regulación de estos fluidos surge el primero de los criterios de selección referente al impacto ambiental, el cual, se aborda en la siguiente sección.

2.2.1. Criterios ambientales

La gran estabilidad química de los compuestos completamente halogenados, tales como los CFCs, provoca la persistencia de los mismos en la tropósfera por muchos años, para después difundirse hacia la estratósfera [31]. Mientras que permanece en la capa inferior promueven el calentamiento global mediante la absorción de radiación infrarroja y después, en la capa superior las moléculas de CFCs se rompen liberando cloro, que contribuye en la disminución de la capa de ozono. La sustitución de un átomo de hidrógeno por uno o más de halógenos en los CFCs reduce en gran parte el tiempo de vida en la atmósfera de estos fluidos, disminuyendo su impacto ambiental. Estos compuestos se les denomina como HCFCs [31] y actualmente sustituyen a los CFCs. A pesar de que disminuyen significativamente el daño a la capa de ozono, no

son completamente inocuos, por lo que se clasifican como sustancias de transición y eventualmente tendrán que ser reemplazados [34]. Una clase similar de compuestos son los halones los cuales contienen bromo, fluor y carbono. Al igual que los CFCs sus moléculas se rompen pero con la diferencia que estos desprenden bromo, el cual, es aún más agresivo con la capa de ozono [31]. El descubrimiento de los efectos negativos de estas sustancias en la capa superior de ozono data de 1970 y fue publicado en la revista Nature en 1974 por Molina y Rowland, quienes compartieron el premio nobel de química en 1995 [35] por este trabajo. A raíz de estos estudios se han creado tratados internacionales como el Protocolo de Montreal, que regula la producción y uso de éstas sustancias dando cabida al **primer criterio ambiental de selección**. La tabla 2.2 resume las medidas de control establecidas por el Protocolo de Motreal y sus revisiones.

Tabla 2.2: Resumen de medidas en el Protocolo de Montreal y revisiones [36]

Substancia:	Tratado		
	Montreal (1987)	Londres (1990)	Copenhagen (1992)
CFCs (R11, R12, R113, R114, R115, R500, etc)	Congelados en 1989 a niveles de 1986. Reducción en 20 % para 1993. Reducción a 30 % en 1998	Disminución al 50 % para 1995. 35 % más para 1997. Eliminación al 100 % para 2000	Reducción del 75 % para 1994. Eliminación para 1996
HCFCs (R22, R123, R124, R141b, R142b, etc)	No incluidos	No incluidos pero en revisión para 1992	Congelados para 1996 y reducidos en incrementos de 30 % hasta su eliminación de 2005 a 2030

La forma de comparar cuantitativamente el potencial de disminución en la capa de

ozono es mediante el ODP¹, el cual, es un indicador normalizado por la comunidad científica basado en un valor de 1 para el R11 [37] tomándolo como referencia al ser un fluido muy agresivo al ambiente.

Una alternativa para estos fluidos, surge mediante los conocidos como HFCs que como su nombre indica, son compuestos de fluor, hidrógeno y carbono y en los cuales, se ha eliminado el átomo de cloro. Ellos constituyen la tercera generación de los derivados de hidrocarburos y se utilizan actualmente para instalaciones nuevas en forma pura o de mezcla [33]. A pesar de no contribuir a la disminución de la capa de ozono, estos fluidos refrigerantes promueven el calentamiento global; **segundo criterio ambiental**. El potencial es definido como GWP², que es un indicador similar relacionado con el calentamiento del planeta, debido a la producción de gases por efecto invernadero. Los valores son relativos al dióxido de carbono (CO₂) en un periodo de integración a 100 años [37]. Tanto el ODP como el GWP, son calculados a partir de un tiempo de vida atmosférico, sus propiedades químicas y datos atmosféricos [37].

En la estimación del GWP, no solo deben considerarse los efectos de impacto directo, sino que también deben incluirse los procesos de generación y el uso de energía primaria en el sistema (entre otros), que igualmente influyen de una manera al calentamiento global de la tierra [38].

De acuerdo con la literatura [39], después de varios años de investigación realizada por la comunidad científica (TSAC³), se ha desarrollado una metodología para la estimación del impacto ambiental por el uso de refrigerantes. El índice LCODI⁴ y el $LCGWI_d$ ⁵ permiten cuantificar los impactos en la disminución de la capa de ozono

¹ por sus siglas en inglés Ozone Depletion Potencial (potencial destructivo de la capa de ozono)

² Por sus siglas en inglés Global Warming Potencial (potencial de calentamiento global)

³ Por sus siglas en inglés Technical Scientific Assessment Committee (Comité de evaluación técnico científico)

⁴ Por sus siglas en inglés Life Cycle Ozone Depletion Index (Tiempo de vida del índice de destrucción de la capa de ozono)

⁵ Por sus siglas en inglés Life Cycle Global Warming Potencial Directo (Tiempo de vida del GWP)

y el calentamiento global, respectivamente. Los índices, están normalizados por unidad de tonelada de refrigeración y por años de vida del equipo de refrigeración y se calculan de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$LCODI = \frac{ODP_r \times R_c \times (L_r \times t_{vida} + M_r)}{t_{vida}} \quad (2.1)$$

$$LCGWI_d = \frac{GWP_r \times R_c \times (L_r \times T_{vida} + M_r)}{t_{vida}} \quad (2.2)$$

donde:

ODP_r = Potencial de calentamiento global ($0 < GWP_r < 12,000 \text{ lbCO}_2/\text{lb}_r$)

ODP_r = Potencial de destrucción de la capa de ozono ($0 < ODP_r < 0.2 \text{ lb R11}/\text{lb}_r$)

L_r = Tasa de fugas de refrigerante (% de carga anual) $0.5 \% < L_r < 3 \%/ \text{al año}$

M_r = Pérdidas al final de la vida (% de carga) $2 \% < M_r < 10 \%$

R_c = Carga de refrigerante (lb por tonelada de refrigeración) $0,9 < R_c < 3,3$

t_{vida} = Vida del equipo en años $10 < t_{vida} < 35$

Los subíndices d y r hacen referencia a emisiones directas y al refrigerante respectivamente. Dos factores importantes en las ecuaciones presentadas, son la L_r y la R_c , éstas variables tienen gran peso en las fórmulas y su cuidado es de competencia de la industria manufacturera de los equipos y sus instaladores. Los índices para varios refrigerantes son presentados en la figura 2.1 mientras que la figura 2.2 muestra las

tendencias de uso:

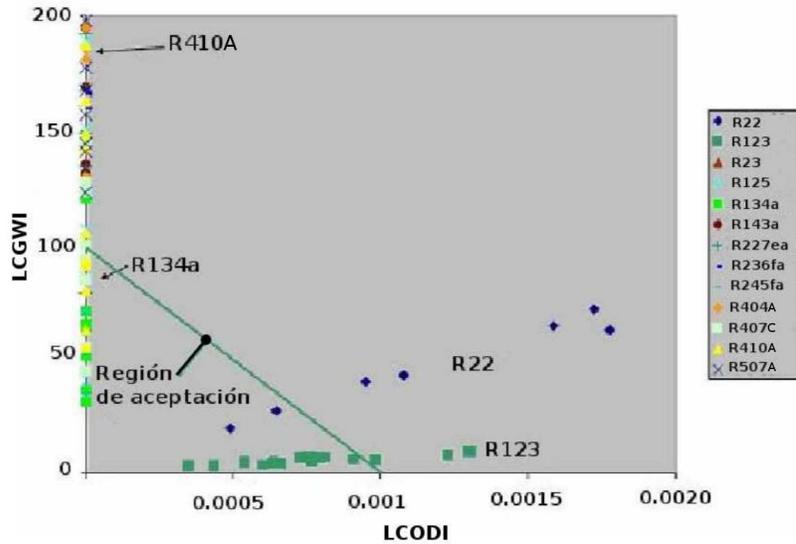


Figura 2.1: Evaluación ambiental de refrigerantes [39]

Los refrigerantes por debajo de la región de aceptación, tales como el R22, R123, R134a, R407C, se sugieren de acuerdo a la siguiente ecuación [39]:

$$LCGWI_d + LCODI \times 100,000 \leq 100 \quad (2.3)$$

Algunos de ellos como el R22 y el R123 pueden permitirse para aplicaciones específicas de acondicionamiento de aire donde su uso promueve el aumento de la eficiencia energética mientras se asegure que la emisión de refrigerante a la atmósfera es nulo o casi nulo.

En el apéndice C es posible observar una tabla para diferentes refrigerantes con potenciales de calentamiento global e índices de calentamiento global.

Es importante resaltar que mucha de la investigación realizada y presentada en el capítulo anterior se ha desarrollado con fluidos que se encuentran en periodo de eliminación. Por lo anterior, parte de estos trabajos tendrán que renovarse, quedando como ganancia, la experiencia tomada de los estudios desarrollados. De aquí que resulte



Figura 2.2: Tendencia histórica de los refrigerantes [40]

indispensable el desarrollo de nuevos fluidos refrigerantes que no solo sean amigables con el ambiente, sino que permitan la optimización de los equipos de producción de frío. Una vez presentados los criterios ambientales, se abordan en la siguiente sección los criterios técnicos.

2.2.2. Criterios técnicos y de seguridad

Los criterios técnicos, son aquellos parámetros de selección relacionados con las propiedades del fluido que intervienen directamente en el desempeño y buen funcionamiento del sistema [41]. Dos de los parámetros técnicos más importantes que deben definirse para la selección de un refrigerante son las temperaturas de los medios con los cuales el refrigerante intercambia calor (espacio refrigerado y ambiente) [41]. Para llevar a cabo una transferencia de calor razonable entre dos cuerpos, es necesaria una diferencia mínima de temperatura de 5 a 10°C entre ellos. Entonces, si desea mantenerse la temperatura de un lugar a -10°C, la temperatura del refrigerante deberá estar por lo menos a -15°C. Tomando esto en consideración, la temperatura y por ende la presión de trabajo en las zonas de intercambio de calor pueden ser determinadas. Sabiendo que la presión en el evaporador es la más baja en un sistema de refrigeración, es posible aplicar

un primer criterio de selección. El refrigerante que sea elegido, a la presión correspondiente en el evaporador deberá estar a un valor mayor a la presión atmosférica, con el fin de evitar cualquier filtración de aire al interior del sistema. Así como la presión en la parte de baja presión debe ser cuidada, la mayor de las presiones en un sistema de refrigeración (la de condensación en sistemas de compresión mecánica), debe buscarse con valores suficientemente menores a la presión crítica del refrigerante. El volumen específico (ν) y el calor latente de un refrigerante también son criterios técnicos. El volumen específico lleva una relación inversamente proporcional a la densidad (ρ), es decir, a un mayor volumen específico, le corresponde una menor densidad y esto a su vez, se refleja en mayor cantidad de fluido que debe manejarse para una misma capacidad de refrigeración, implicando un mayor trabajo de compresión [1]. Mientras tanto, el calor latente de un refrigerante se manifiesta directamente en la capacidad de absorción de calor del fluido de trabajo al momento de evaporarse, o bien, en la cantidad de calor que tendrá que ser rechazada en el condensador. Respecto al calor específico, se busca que sea el menor posible en la fase líquida para incrementar el grado de subenfriamiento[7]. Igualmente, el calor específico debe ser grande en la zona de vapor, para reducir la región de sobrecalentamiento. Ambas características presentes en un refrigerante, ayudan a incrementar la eficiencia de los intercambiadores de calor[7]. Otro criterio importante, son las relaciones de compresión, las cuales repercuten en la cantidad de trabajo que desarrollará el compresor. No menos importante es el criterio de compatibilidad, que hace referencia a la funcionalidad del fluido con los materiales utilizados en el sistema de refrigeración, con el fin de evitar corrosión y la disminución del tiempo de vida útil en los componentes.

Finalmente, los criterios de seguridad refieren a los riesgos a la salud humana por el uso de fluidos refrigerantes. Principalmente, por casos de contacto cutáneo o inhalación, los riesgos por ingestión simplemente se eliminan al tomar en cuenta las medidas san-

itarias pertinentes. Los riesgos de cada sustancia, así como las medidas preventivas y las posibles soluciones a problemas derivados del uso de fluidos peligrosos, pueden encontrarse en las hojas de seguridad expedidas por los laboratorios fabricantes [33]. Dependiendo la peligrosidad de los fluidos, será necesario el uso de protección ocular, respiratoria y/o cutánea. Otra forma de reconocer la seguridad en el uso de un refrigerante es por medio de la codificación desarrollada en la norma de ANSI / ASHRAE 34, donde se muestran características de flamabilidad y toxicidad [42].

Los criterios mencionados anteriormente deben ser aplicados para la selección de un fluido de trabajo para cualquier sistema de refrigeración. Sin embargo en la siguiente sección se abordarán los criterios deseables en un refrigerante que sea utilizado para un sistema de refrigeración por eyectocompresión.

2.3. Criterios específicos para el SIREC

Un criterio de importancia para sistemas de refrigeración por eyectocompresión hace referencia al comportamiento de un refrigerante durante el proceso de expansión-compresión llevado a cabo en el eyector (ver sección 1.1.1). Dependiendo de cada fluido de trabajo, el comportamiento de sus isoentropas es distinto. Lo que se busca en la selección de un refrigerante para equipos de eyectocompresión es que estas (si es posible), no corten la curva de saturación al momento de la expansión-compresión producida en el eyector. La figura 2.3 muestra las curvas de saturación de dos distintos refrigerantes en un diagrama P-h en donde puede observarse el comportamiento de las isentropas.

A un refrigerante con una pendiente de sus isentropas tal que corta la curva de saturación, se le conoce como húmedo y cuando no, “seco”. Un fluido “húmedo” provocaría tener dos fases al interior del eyector, lo cual, repercutiría en un mal funcionamiento del eyector [21]. No obstante que la desventaja de tener isentropas que corten la curva

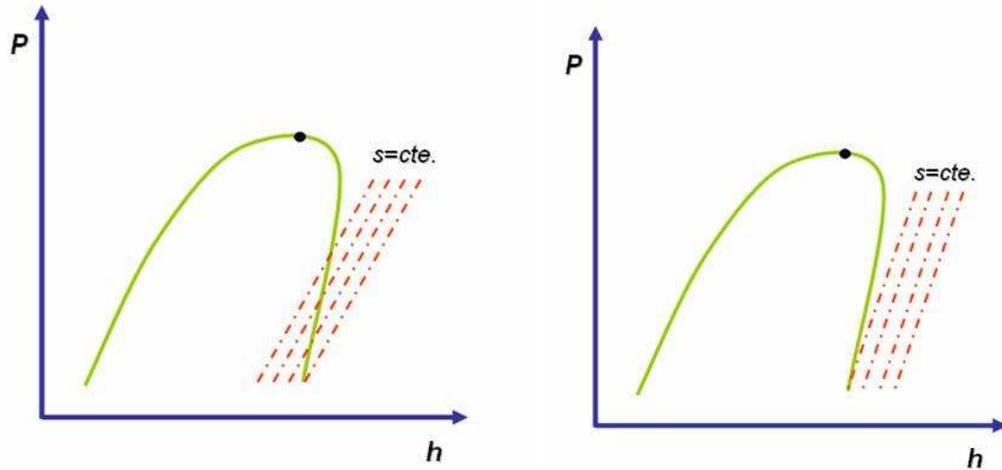


Figura 2.3: Isentropas “húmedas” y “secas”

de saturación, puede ser resuelta mediante el sobrecalentamiento del fluido, esto aumentaría la cantidad de energía requerida para este proceso. El amoníaco, el agua y el R134, son ejemplos de fluidos “húmedos” mientras que el isobutano y el R113 son fluidos secos [21]. En las figuras 2.4 y 2.5 es posible observar en diagramas P-h y T-s el comportamiento de las isentropas para el isobutano y el R134a, respectivamente

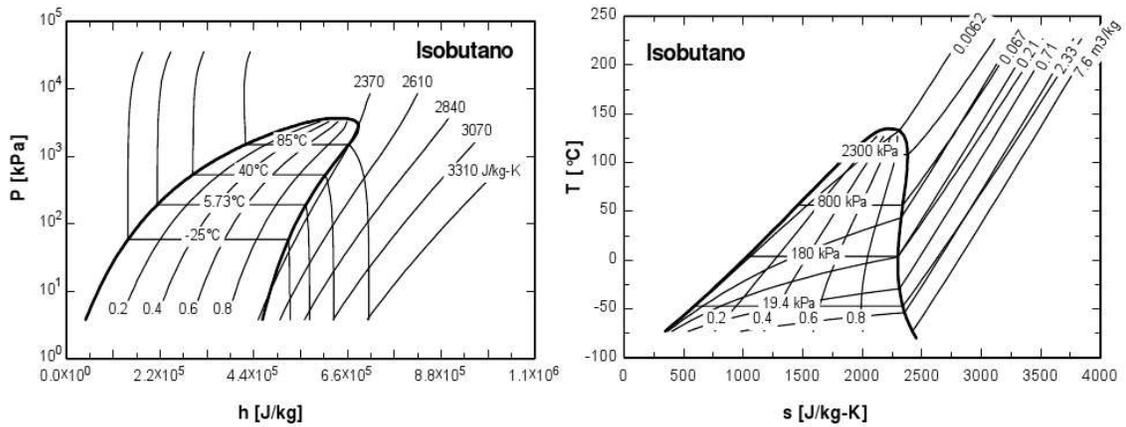


Figura 2.4: Diagramas P-h y T-s para el isobutano [21]

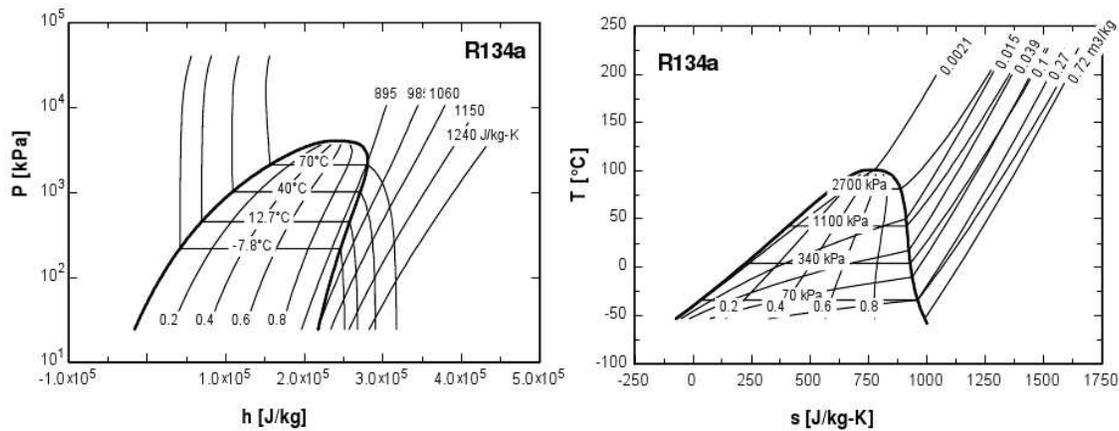


Figura 2.5: Diagramas P-h y T-s para el R134a [21]

Como es posible observar en la figura 2.6 los COP's de un SIREC para fluidos secos son significativamente mayores a los de los fluidos húmedos para las mismas condiciones de operación.

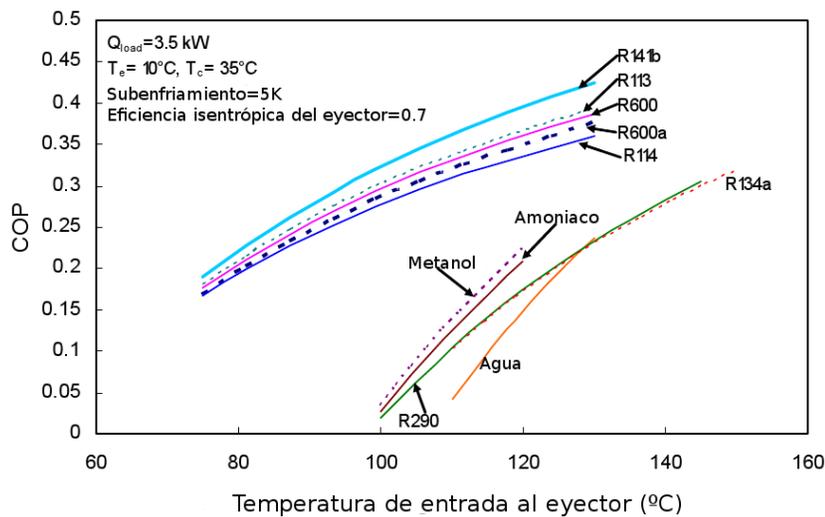


Figura 2.6: COP's para fluidos “secos” y “húmedos” respecto a la temperatura de generación[21]

Otra de las características deseables en un refrigerante para SIREC y en general para sistemas térmicos de refrigeración, es la presión crítica, la cual, debe estar por encima de la presión de generación y a su vez, no debe ser muy grande con el fin de

evitar riesgos por alta presión. Para el caso de los SIREC la presión de generación se relaciona con la relación de compresión se vincula íntimamente con la tasa de arrastre. Igualmente, la temperatura de generación preferentemente deberá ser baja (entre 60 y 90°C) para evitar necesidades de fuentes de alto grado térmico y para el caso de sistemas solares, complicaciones en la tecnología necesaria. De estudios experimentales se ha observado que el peso molecular también es un factor que repercute en la tasa de arrastre en el eyector y por ende en el desempeño del sistema. A mayores pesos moleculares mejora el *COP* [7].

De acuerdo a la literatura [8, 16, 2, 11, 30, 29], el R134a se perfila como un buen fluido de trabajo, no solo para SIRECs, sino en sistemas de refrigeración a escala doméstica. Sin embargo, como se muestra en el apéndice C el GWP para este refrigerante es alto, aunque en un rango aceptable [39]. Para el R141b como para el R142b, se encuentran reportados varios estudios [8, 29, 19, 27, 17, 6, 18, 28] que revelan interesantes propiedades termofísicas, sin embargo ambos pertenecen al grupo de los HCFCs y por lo tanto son fluidos de transición de acuerdo a lo presentado. El R152a también posee características importantes, no daña la capa de ozono, tiene un bajo GWP, y solo presenta inconveniente por su alta flamabilidad [43]. De igual manera hidrocarburos como el R600a (isobutano), R170 (etano) y el R290 (propano), apuntan a ser una opción como fluido de trabajo. Es importante recordar que los hidrocarburos han sido utilizados por muchos años en aplicaciones domésticas y que su flamabilidad ya no es un problema, si son respetadas las normas de seguridad para su uso.

En la siguiente sección se habla acerca de las diferentes maneras para el cálculo de las propiedades termofísicas de algunos refrigerantes para su aplicación en códigos numéricos para la simulación de dispositivos o sistemas de refrigeración.

2.4. Cálculo de las propiedades termofísicas de un refrigerante

Dos formas para determinar las propiedades de un refrigerante es a partir de ecuaciones de estado y mediante tablas de propiedades, ambas desarrolladas por los laboratorios de la industria manufacturera. Una ecuación de estado, es una ecuación que relaciona el comportamiento de diferentes propiedades de estado de un fluido. De manera más específica, una ecuación de estado es una ecuación termodinámica que describe el estado de la materia bajo una serie de condiciones físicas [44].

Existen ecuaciones de estado muy sencillas y otras muy complejas. Una de las más conocidas para la fase gaseosa, es la ecuación de estado de gas ideal. Esta ecuación permite predecir el comportamiento de la presión-temperatura-volumen específico de un gas con bastante exactitud, bajo condiciones de baja presión y alta temperatura [41]. Si bien, la ecuación es muy sencilla, su aplicación es limitada por lo que es deseable, tener ecuaciones que representen con exactitud el comportamiento en regiones más grandes. Tal es el caso de las ecuaciones de estado de *Van der Waals*, *Beattie Bridgeman*, *Benedict-Webb-Rubin*, *la ecuación viral*, entre otras muchas, que aumentan en complejidad al incrementar su rango de aplicación y exactitud. La complejidad de estas ecuaciones es debida en gran parte por la cantidad de constantes necesarias para la solución. Éstas pueden variar de un fluido a otro para una misma ecuación, por lo que su proceso de programación para su uso en simulaciones numéricas puede ser algo tardado y tedioso e incluso influir negativamente en el tiempo de cómputo.

Otra de las formas de obtener las propiedades de un fluido, es mediante tablas termodinámicas, las cuales, son datos tabulados que igualmente son obtenidos por ecuaciones de estado. Para el usuario, resultan una opción de consulta rápida y sencilla. Su uso en aplicaciones numéricas se basa en la generación de matrices para los diferentes estados de la materia de un fluido. Un punto dentro de estas matrices puede obtenerse

mediante interpolaciones entre puntos cercanos al valor buscado. Aquí radica la principal desventaja de este método puesto que las interpolaciones pueden generar errores de cálculo debidas al ajuste. Sin embargo, es posible reducir estos errores hasta un rango aceptable, al aumentar el número de puntos calculados en la matriz, aunque con un consecuente aumento en el tiempo de cálculo. En la tabla 2.4 se hace una comparación entre ambas herramientas de cálculo.

Tabla 2.4: Ecuaciones de estado *vs* Tablas termodinámicas

Ecuaciones de estado		Tablas termodinámicas	
Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas
Mayor precisión en cálculo	Complejidad en programación, aumento en tiempo de cómputo	Facilidad de programación para diferentes fluidos	Necesidad de programas externos para la generación de matrices. Menor precisión en cálculo

Por la facilidad en programación, para este trabajo ha sido elegida la metodología de tablas termodinámicas para su aplicación en la simulación numérica del enfriador intermedio. La generación de matrices de propiedades es generada mediante subrutinas del programa comercial REFPROPv7.0 [45].

Como ha sido expuesto anteriormente, muchos fluidos pueden resultar buenos candidatos para su aplicación en sistemas por eyectocompresión. Sin embargo, actualmente el criterio ambiental limita el uso de muchos de los fluidos. De acuerdo con los estudios realizados por Hernández [29] *et. al* este trabajo empleará, en la simulación del enfriador intermedio, al R134a de lado del SIREC y al R404A por la parte del subsistema de compresión mecánico. Se ha decidido utilizar al R404A debido a que la actual tecnología comercial de producción de hielo emplea a este fluido y como se menciona en estudios anteriores [1] este equipo facilitará la compleja etapa de producción de hielo para el banco de pruebas al que se hace referencia en este estudio. Sin embargo, en el siguiente capítulo se desarrolla un estudio termodinámico que permita conocer más a fondo el comportamiento de un sistema híbrido de refrigeración por eyectocompresión SIRHEC, respecto a diferentes fluidos de trabajo y sus condiciones de operación.

Capítulo 3

Selección del tipo y metodología de diseño y simulación del enfriador intermedio

Introducción

En el presente capítulo se fundamenta la selección del tipo, metodología de diseño y simulación del enfriador intermedio. Para ello, primeramente son presentados diferentes tipos de intercambiadores de calor así como sus ventajas y campos de aplicación. Después se abordan las metodologías analíticas comúnmente utilizadas para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor. Se muestran sus desventajas en la aplicación de cálculo en flujo bifásico y finalmente se presenta la metodología que será utilizada basada en el método numérico de volumen finito.

3.1. Clasificación de los intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor, es un dispositivo que permite la interacción de energía y/o materia de dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Pueden ser clasificados de la siguiente manera [46]:

1. Recuperadores y regeneradores
2. Por procesos de transferencia
3. Geometría de construcción
4. Por mecanismo de transferencia
5. Por arreglo de flujo

Los recuperadores o regeneradores, son dispositivos empleados en situaciones donde es posible obtener un ahorro de energía mediante el aprovechamiento de la diferencia de temperatura entre un fluido caliente y uno frío. El intercambio de calor se puede dar de manera directa entre ambos fluidos, o bien, mediante una superficie de contacto.

En algunos casos, la superficie sirve como división entre los fluidos mientras intercambian calor al circular dentro del dispositivo de manera simultánea. Sin embargo, en otros casos la superficie de contacto, en este caso denominada como matriz, funciona como almacenador de energía [46]. En estos dispositivos el mismo conducto es utilizado de manera alternada por los fluidos de intercambio. En una primera “etapa” el fluido caliente deposita su energía en la matriz para que en una segunda etapa un fluido frío recupere el calor de la superficie de contacto (figura 3.1). Estos últimos pueden subclasificarse en recuperadores de matriz fija o rotatoria.

De acuerdo al proceso de transferencia, los intercambiadores de calor se subdividen en contacto directo e indirecto. En los de contacto directo, el intercambio entre los fluidos

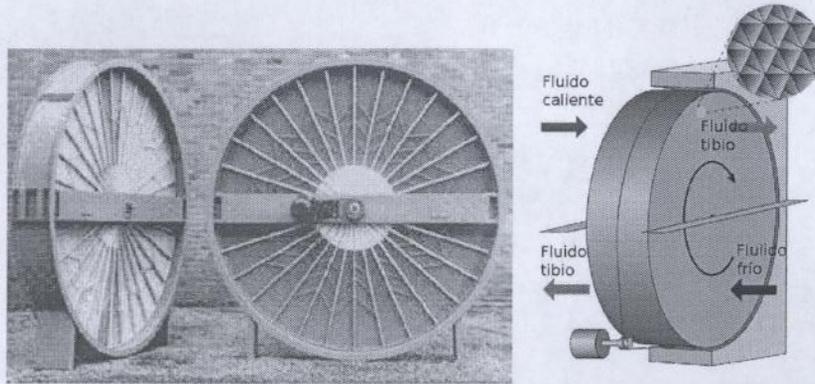


Figura 3.1: Regenerador de matriz rotatoria [47, 48]

puede ser tanto de energía como de materia. A pesar de que la interacción entre ambos fluidos es directa, los fluidos regularmente son inmiscibles (líquido-gas, sólido líquido, etc) y el intercambio se da por medio de una interfase generada entre ambos. En el caso de intercambiadores de calor de contacto indirecto, los fluidos circulan de manera simultánea por conductos separados mediante una superficie de contacto.

Referente a la geometría de construcción, existen diferentes tipos como lo son los tubulares, de placas, superficie extendida, etc. Los tubulares utilizan conductos circulares que contienen a los fluidos de intercambio y pueden subclasificarse en doble tubo, tubo y coraza y tubo espiral. Los de doble tubo consisten en una tubería localizada de forma concéntrica dentro de otra de mayor diámetro (figura 3.2). Se utilizan en aplicaciones con fluidos a alta presión y cuando las superficies de transferencia de calor requeridas son pequeñas [46]. Pueden construirse con arreglos en serie y paralelo para ajustarse a los requerimientos de caídas de presión y diferenciales de temperatura. Su principal desventaja radica en su tamaño y costo por unidad de transferencia [46]. Pueden ocuparse superficies aleteadas con el fin de mejorar la eficiencia de intercambio de calor.

Los intercambiadores de tubo y coraza, son arreglos de tuberías montados de manera paralela en armazones cilíndricos conocidos como corazas. Una de las corrientes fluye

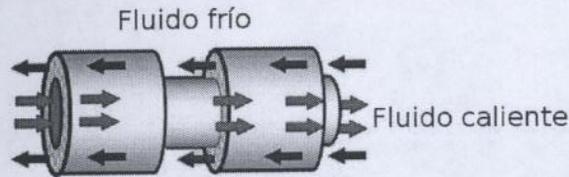


Figura 3.2: Esquema de intercambiador de doble tubo en contracorriente [49]

al interior de los tubos, mientras otra ocupa la parte de la coraza (figura 3.3). Existen variaciones de diseño para diferentes intercambiadores de tubo y coraza y pueden deberse al ajuste de las necesidades del caso en particular, por ejemplo, los ajustes de la expansión térmica, facilitar la limpieza y reducir los costos de construcción.

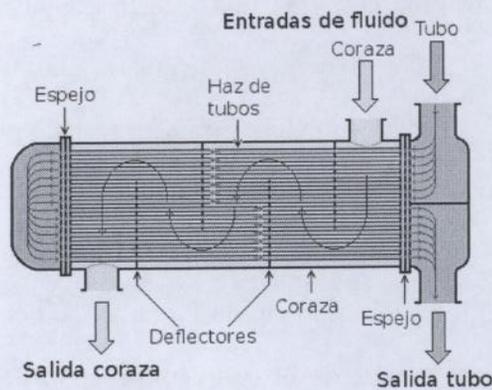


Figura 3.3: Intercambiador de tubo y coraza [50]

Por otro lado, los intercambiadores de tubos en espiral, son una variante entre los de doble tubo y los de coraza. El conducto circular es doblado a manera de espiral, con el fin de reducir el espacio requerido por el dispositivo y aumentar el área de transferencia (figura 3.4). Por la parte interna de la tubería, circula uno de los fluidos, comúnmente el de mayor presión, y el fluido secundario puede circular por un tubo externo concéntrico o bien por una coraza [46]. Regularmente son utilizados en sistemas de refrigeración donde se ocupan fluidos “limpios” debido a la dificultad existente para su mantenimiento [46].

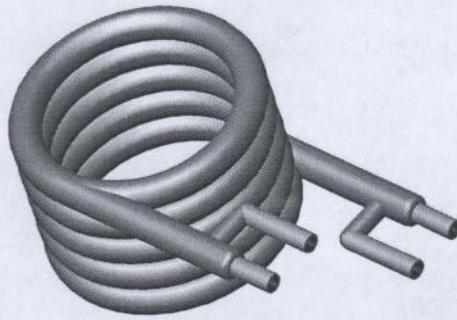


Figura 3.4: Intercambiador de tubo espiral

Los intercambiadores de placas son diseñados a partir de láminas delgadas que forman canales por donde circulan el o los fluidos de intercambio (figura 3.5). Las placas son lisas, sin embargo pueden tener corrugaciones que permiten mejorar el intercambio de calor.

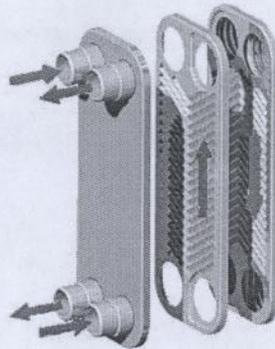


Figura 3.5: Intercambiador de placas [51]

Estos pueden subdividirse en intercambiadores de placa empaquetada, placa espiral y en conducto laminar. Los de placas empaquetadas consisten en una serie de placas delgadas con superficies onduladas o corrugadas, las cuales, separan las corrientes de fluido. Las placas pueden estar unidas mediante empaques de plástico o soldadas. La unión por empaque plástico permite y facilita la limpieza individual de las placas, pero

se ven limitados por las presiones y temperaturas de los fluidos. Sin embargo, los de placa soldada permiten superar estas desventajas, siendo convenientes para el manejo de fluidos limpios a alta presión y temperatura, su construcción es más económica que los de empaque. La principal ventaja de este tipo de intercambiador es la reducción de área necesaria por unidad de transferencia, llegando a ser hasta 10 veces más pequeños que los de tubo y coraza [52].

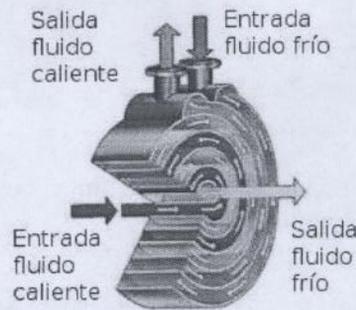


Figura 3.6: Intercambiador de placa espiral

Los de placa espiral son construidos con dos largas placas enrolladas de manera espiral formando conductos paralelos por los que circulan los fluidos de intercambio (figura 3.6). Estos, son intercambiadores muy compactos. No obstante su costo por unidad de transferencia es elevado por su fabricación tan especializada [46]. Son apropiados para el manejo de lodos, fluido viscosos y líquidos con suspensiones sólidas. Se pueden hacer diferentes arreglos dependiendo la aplicación siendo algunos de los parámetros de selección, el uso de fluidos con o sin cambio de fase y la configuración del flujo.

Los intercambiadores de placa laminar, consisten en un conjunto de placas delgadas que forman conductos planos o semirectangulares ubicados de manera longitudinal dentro de una coraza (figura 3.7). De hecho pueden verse como una modificación de los intercambiadores de tubo y coraza. La superficie del intercambiador puede elegirse de un material que permita la limpieza por medios químicos, siendo entonces apropiados

para fluidos que producen ensuciamiento [46].

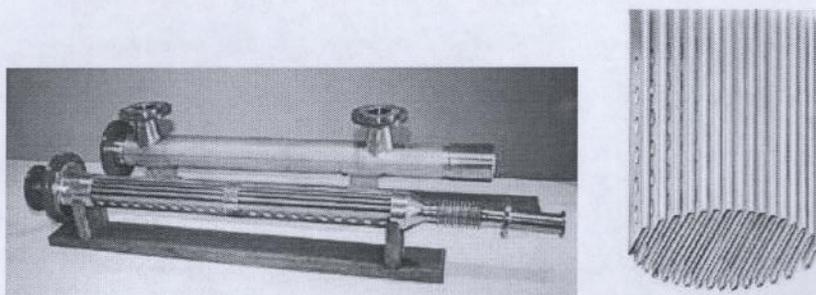


Figura 3.7: Intercambiador de placa laminar [53]

Finalmente, por la parte de la clasificación por geometría, se encuentran los intercambiadores de superficie extendida. Estos, son dispositivos cuya superficie de transferencia primaria (en placa o tubular) cuenta con aletas o protuberancias con el fin de incrementar la superficie de intercambio (figura 3.8). Ejemplos comunes de estos dispositivos son los intercambiadores de placa aleteada y de tubo aleteado. Los primeros, se forman a partir de placas corrugadas que sirven como los canales de flujo, mientras que los segundos se construyen al rededor de tuberías de diferentes formas (circular, rectangular, elíptica). Las aletas pueden distribuirse en la tubería tanto de manera axial, como longitudinal, igualmente al interior o exterior del tubo.

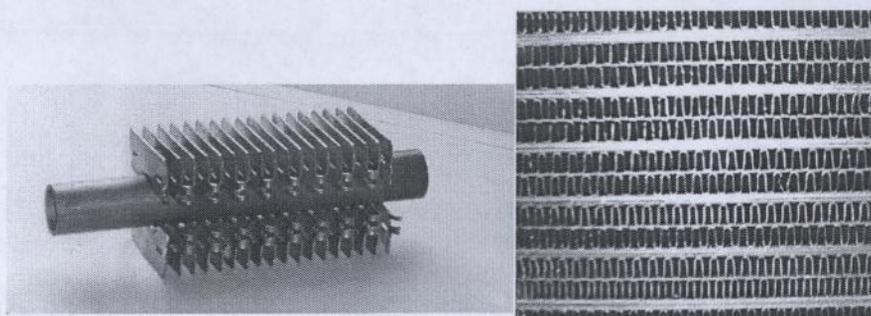


Figura 3.8: Intercambiador de superficie extendida [54, 55]

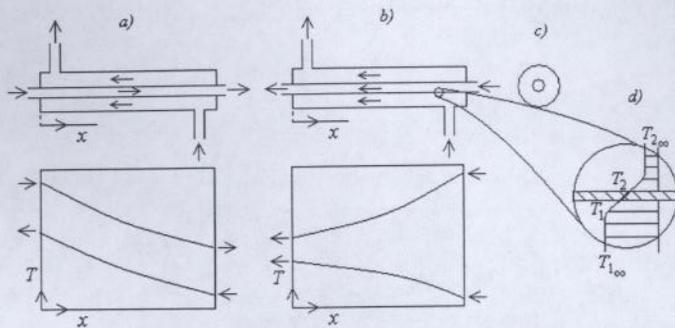


Figura 3.9: Configuración y perfil de temperaturas en paralelo y contracorriente [56]

La última clasificación concerniente al mecanismo de transferencia y arreglo de flujo, divide a los intercambiadores de acuerdo a la fase del fluido de intercambio. El fluido puede ser monofásico o bifásico en uno o en ambos lados del dispositivo. Respecto a los arreglos de flujo existen tres principales configuraciones: Flujo paralelo, a contracorriente y flujo cruzado. En la primera, ambos fluidos entran por conductos separados fluyendo en la misma dirección, mientras que en el arreglo a contracorriente, los fluidos circulan en direcciones contrarias, pero en ambos casos de manera longitudinal (figura 3.9). La diferencia del flujo cruzado radica en que los fluidos circulan en una dirección perpendicular por conductos separados (figura 3.10). La distribución de la temperatura lograda entre los fluidos, es la principal razón de utilizar las distintas configuraciones de flujo, ayudando a incrementar la eficacia y eficiencia del intercambiador de calor.

Existen métodos generales para el diseño y evaluación de un intercambiador de calor presentado su diferencia mas importante en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Los métodos analíticos más ocupados para el diseño y evaluación de intercambiadores de calor son los de LMTD¹ ó de Temperatura Media Logarítmica y el de Efectividad ε -NTU² [46, 58].

¹ Por sus siglas en inglés Log Mean Temperature

² Por sus siglas en inglés Number of heat Transfer Units Nmero de unidades de transferencia de calor

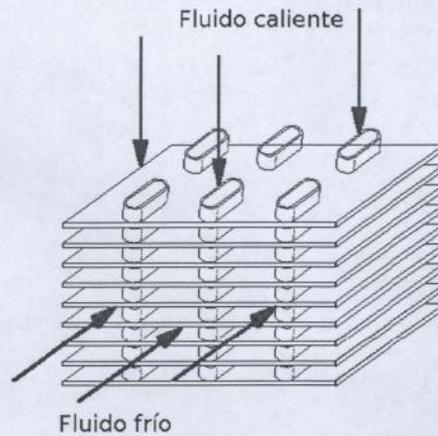


Figura 3.10: Arreglo de flujo cruzado [57]

Para la construcción del enfriador intermedio se utilizará un intercambiador de calor de tipo doble tubo espiral, basados principalmente en la facilidad de construcción y evaluación de los coeficientes empíricos necesarios para resolver las ecuaciones gobernantes.

En la siguiente sección se expondrán las ventajas y limitaciones para cada método de cálculo y posteriormente se profundizará en el que será ocupado para el diseño y simulación del enfriador intermedio.

3.2. Métodos analíticos de diseño y evaluación de intercambiadores de calor

A menudo el problema de selección de un intercambiador de calor consiste en lograr un cambio de temperatura en una corriente específica o bien en predecir las temperaturas de salida de las corrientes que circulan por el intercambiador de calor. Los métodos de LTMD y ϵ -NTU son métodos analíticos que permiten llevar a cabo ambas tareas respectivamente. Ambos métodos parten de expresar la razón de transferencia de calor

(\dot{Q})de acuerdo con la ley de enfriamiento de Newton de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_m \quad (3.1)$$

donde A_s es el área de transferencia de calor, ΔT_m es una apropiada diferencia de temperatura promedio entre las corrientes de fluido y U es el coeficiente de transferencia de calor, [5]. El área puede ser una variable propuesta al suponer las dimensiones del intercambiador de calor. Sin embargo, ΔT_m y U pueden variar a lo largo del intercambiador de calor. Para este tipo de métodos analíticos, el coeficiente de transferencia de calor (U) regularmente es calculado como un coeficiente global del cual más adelante se discuten sus repercusiones en intercambiadores con cambio de fase. Mientras tanto, de la obtención de la ΔT_m surge la metodología de LMTD.

3.2.1. Método de la temperatura media logarítmica

Partiendo de un balance de energía en un intercambiador de calor, siendo los volúmenes de control las superficies de intercambio de cada corriente, se toma como hipótesis que la superficie externa al intercambiador, se encuentra bien aislada y únicamente la transferencia de calor ocurre entre los dos fluidos; además se descartan los cambios de energía cinética y potencial. De esta manera, la tasa de transferencia de calor entre una corriente y otra es la misma de acuerdo con la siguiente relación

$$\begin{aligned} \delta \dot{Q}_c &= -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \\ \delta \dot{Q}_f &= \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \\ -\delta \dot{Q}_c &= \delta \dot{Q}_f \end{aligned} \quad (3.2)$$

Siendo $\delta \dot{Q}$, \dot{m} y C_p, dT la tasa de transferencia de calor, flujo másico, calor específico y diferencias de temperatura de los fluidos en el intercambiador. Mientras que los

subíndices c y f denotan la corriente de fluido caliente y frío, respectivamente. Despejando la diferencia de temperaturas de cada corriente y restándolas es posible obtener la siguiente relación:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \quad (3.3)$$

Expresando $\delta\dot{Q}$ en términos de la ecuación 3.1, sustituyéndola en la ecuación 3.3, integrando y reacomodando términos obtenemos que:

$$\ln \left(\frac{T_{c,sal} - T_{f,sal}}{T_{c,sal} - T_{f,sal}} \right) = -UA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \quad (3.4)$$

Despejando del balance de energía (ecuación 3.2) el flujo másico y calor específico para cada corriente, sustituyendo en la ecuación 3.4 y reacomodando términos, la diferencia de temperaturas puede ser expresada como:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (3.5)$$

a la cual, se le denomina diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD), que es una manera típica apropiada de expresar la diferencia de temperatura promedio en el análisis de un intercambiador de calor. ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperaturas entre los extremos de ambas corrientes. Esta forma promediada de temperatura difiere de manera relevante respecto a un promedio aritmético cuando la diferencia entre las temperaturas en ambas corrientes exceden un 40 % [5]. La relación presentada es aplicable para intercambiadores de flujo paralelo y contraflujo, aunque para el segundo caso la relación ΔT_1 y ΔT_2 se expresan como la relación de temperaturas entre la entrada del fluido caliente y salidas del fluido frío y la entrada del fluido frío y salida del fluido caliente respectivamente, a menos que la capacidad calorífica de los fluidos sea la misma.

Los pasos a seguir para el diseño de un intercambiador con esta metodología, son los siguientes:

1. Seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado de acuerdo a la aplicación
2. Determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o salida y la velocidad de transferencia de calor mediante un balance de energía.
3. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica
4. Calcular el coeficiente de transferencia de calor global
5. Calcular el área superficial de transferencia de calor

El método de LMTD es aplicable, cuando se conocen las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor, los cuales, son datos conocidos al momento de diseñar. Sin embargo, otras veces solo es necesario evaluar si un intercambiador existente, permite satisfacer la tarea requerida. Es aquí donde se aplica la siguiente metodología analítica conocida como $\varepsilon - NTU$.

3.2.2. Método de la efectividad $\varepsilon - NTU$

Este método se basa en la definición de una variable adimensional conocida como efectividad de transferencia de calor (ε), la cual se define de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Velocidad de transferencia de calor real}}{\text{Velocidad máxima posible}} \quad (3.6)$$

donde \dot{Q} se determina mediante un balance de energía entre los fluidos de intercambio, mientras que \dot{Q}_{max} se calcula con la diferencia de temperatura máxima posible entre fluidos y la capacidad calórica menor entre ambos [5]. Una vez conocida \dot{Q}_{max} es necesario determinar la efectividad del intercambiador que permita conocer la velocidad

de transferencia real de calor (\dot{Q}). La efectividad de un intercambiador depende de su geometría y la configuración de flujo. Por lo común las relaciones de efectividad incluyen otro parámetro adimensional el cual se le denomina como NTU^3 expresado como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(mC_p)_{min}} \quad (3.7)$$

siendo U el coeficiente global de transferencia de calor, A_s el área de transferencia de calor y $C_{p_{min}}$ la capacidad calorífica menor para cualquiera de ambos fluidos.

La efectividad se vuelve una función del NTU y de la razón de capacidades caloríficas. En la literatura es posible encontrar diversas relaciones para la determinación de la efectividad de un intercambiador para diversas geometrías, configuraciones de flujo y razones de calor específico [58, 5].

Ambos métodos analíticos presentados son aplicables en gran cantidad de problemas prácticos aunque bajo ciertas condiciones. Su ventaja radica en la facilidad de cálculo y aproximación. No obstante, a menudo se requiere de una gran cantidad de hipótesis que limitan su campo de aplicación y la precisión de cálculo [59]. Los errores de cálculo obtenidos, se deben a consideraciones diversas, como la estimación de un solo coeficiente de transferencia global (U), propiedades físicas constantes a lo largo del intercambiador y cuando se ocupan condiciones a la frontera complejas. En esos casos, es posible obtener soluciones muy exactas mediante el uso de métodos numéricos enfocados a la transferencia de calor.

El problema de diseño que presenta el enfriador intermedio (ver sección 1.2), objeto de este trabajo, es bastante complejo ya que contempla sistemas de flujo bifásico. Por lo cual, los coeficientes de calor varían fuertemente a lo largo de este dispositivo, tanto en la condensación, como en la evaporación, principalmente debido a los regímenes de flujo

³ por sus siglas en inglés Number of Transfer Units

↳ por los que atraviesan. Igualmente el valor promedio de sus propiedades termofísicas así como la conductividad del material fluctúan de acuerdo a la posición. Es por ello, que se ha considerado realizar su diseño y evaluación mediante el método de volumen finito.

3.3. Método de Volúmen Finito

Los métodos de resolución analítica presentados en las secciones anteriores se basan en la solución de las ecuaciones diferenciales de transporte. Éstos métodos conducen a funciones soluciones para la temperatura en cada punto del medio. En cambio, los métodos numéricos se basan en el reemplazo de las ecuaciones diferenciales gobernantes por un conjunto de ecuaciones diferenciales algebraicas para las temperaturas en diferentes puntos seleccionados en el medio y cuya solución simultánea conduce a los valores de la temperatura en esos puntos discretos [5]. Un método numérico que permite obtener la formulación numérica de un problema de transferencia de calor es el método de volúmen finito. Originalmente fue desarrollado como una formulación especial de diferencias finitas y actualmente, es ampliamente utilizado en paquetes como PHOENICS, FLUENT, FLOW3D y STAR-CD [60]. Una de las ventajas de este método, es que la conservación de una variable de flujo general ϕ (componente de velocidad o entalpía), dentro de un volumen de control, que puede ser expresada como un balance entre varios procesos tendiendo a incrementar o disminuir su valor [60].

Para el caso de un fluido dentro de una canalización, las ecuaciones gobernantes o de transporte se dividen en tres: continuidad, cantidad de movimiento y energía. La ecuación de continuidad en su forma integral puede ser expresada mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (3.8)$$

donde ρ es la densidad del fluido, V el volumen estudiado, v la velocidad del fluido y S al área superficial de la canalización, integrados sobre el volumen de control (VC) y la superficie de control (SC). Esta expresión permite calcular las variaciones en la cantidad de masa que atraviesa un volumen de control. La primera parte de esta ecuación hace referencia a los cambios temporales dentro del volumen de control (VC), mientras que la segunda refiere a la cantidad de masa que pasa a través de la superficie de control. Por su parte, la ecuación de cantidad de movimiento permite predecir la presión a la salida de un volumen de control y en su forma integral se expresa como:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} v_x \rho dV + \int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = F_{sup,x} + F_{mas,x} \quad (3.9)$$

en esta ecuación los terminos denotan los cambios en debidos a los esfuerzos superficiales ($F_{sup,x}$) y en la propia masa del fluido ($F_{mas,x}$). Por último la ecuación de la energía se expresa como:

$$\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{q} - \dot{w}_s \quad (3.10)$$

siendo “ e ”, un término que engloba a las cantidades de energía como cinética, potencial y térmica. Al igual que en las anteriores, el primer término denota los cambios temporales, en este caso de energía, dentro del volumen de control mientras que el segundo refiere a las entradas y salidas de energía a través de la superficie de control.

En la solución de estas ecuaciones utilizando el método de volumen finito mediante un esquema tramo a tramo, el flujo es evaluado de acuerdo a un esquema implícito dividiendo el dominio en volúmenes de control (figura 3.11).

La evaluación de las ecuaciones se va dando “tramo a tramo” en la dirección del flujo. Conociendo un valor a la entrada (i) y limitando las condiciones de contorno, los valores de las variables a la salida ($i+1$) quedan definidas al resolver las ecuaciones de transporte. Una vez obtenidos los valores de las variables a la salida del volumen de

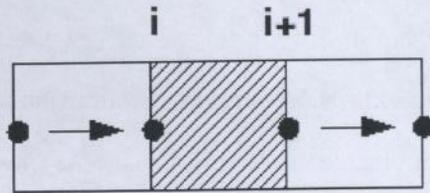


Figura 3.11: Discretización del dominio de fluido con el método tramo a tramo

control inicial, éstas se vuelven condiciones de entrada para el siguiente volumen de control y así sucesivamente hasta completar el dominio de estudio. Para este método se excluyen los casos de recirculación y/o reflujo [59].

Para el caso particular del enfriador intermedio, es presentado el siguiente esquema y discretización de los fluidos de condensación y evaporación en la figura 3.12

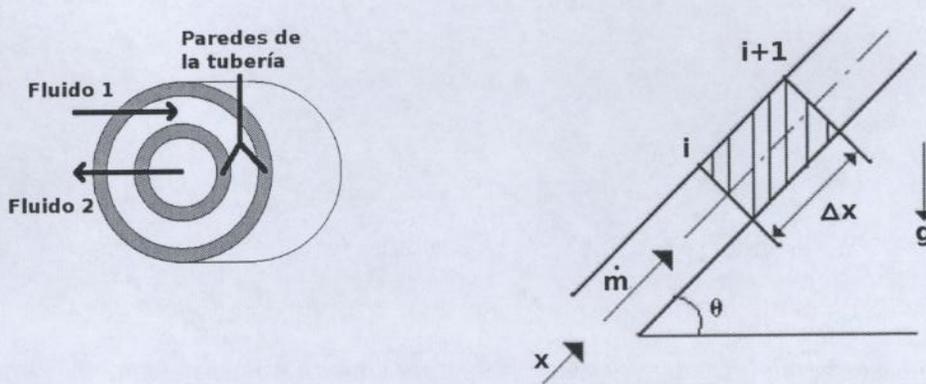


Figura 3.12: Esquema y discretización del fluido en el enfriador intermedio

De aquí, es posible obtener un conjunto de ecuaciones algebraicas a partir de las ecuaciones gobernantes (ecuaciones 3.8,3.9,3.10). Para ello, son tomadas en cuenta las siguientes hipótesis:

1. Flujo Unidimensional.
2. Modelo de flujos separados

3. Volúmenes de control fijos.
4. Fluido Newtoniano
5. Flujo de calor nulo en la dirección axial
6. Transferencia de calor por radiación despreciable

Se implementa un esquema implícito para los términos transitorios de las ecuaciones de transporte mediante un esquema diferencial de primer orden:

$$\frac{\delta\phi}{\delta t} \cong \frac{\phi - \phi^o}{\Delta t}$$

siendo ϕ una variable que puede representar a cualquier propiedad física que cambie con el tiempo. en el instante actual ($\phi = h, p, x_g \dots$) o en el instante anterior (ϕ^o). Los valores dentro del volumen de control, son calculados como una media aritmética entre las secciones de entrada y salida.

De acuerdo con lo mencionado la discretización de las ecuaciones de transporte se pueden reescribir de manera algebraica, de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i + V \frac{\bar{\rho}_{bif} - \bar{\rho}_{bif}^0}{\Delta t} \quad (3.11)$$

siendo ρ_{bif} la densidad del fluido en la zona de líquido, vapor o cambio de fase definida como:

$$\rho_{bif} = \rho_g \varepsilon_g + \rho_l (1 - \varepsilon_g) \quad (3.12)$$

donde los subíndices "g" y "l" hacen referencia a gas o líquido respectivamente. Las velocidades cuando los fluidos se encuentran en cambio de fase son obtenidas como:

$$v_{g,i+1} = \left[\frac{\dot{m} x_g}{\rho_g \varepsilon_g S} \right]_{i+1} \quad v_{l,i+1} = \left[\frac{\dot{m} (1 - x_g)}{\rho_l (1 - \varepsilon_g) S} \right]_{i+1} \quad (3.13)$$

tomando a “ ε ” como la fracción volúmetrica de vapor, es decir, la parte de gas respecto a líquido dentro de una canalización con fluido en zona bifásica.

Respecto a la ecuación de cantidad de movimiento la presión a la salida de cada volumen de control se puede expresar como:

$$p_{i+1} = p_i + \frac{1}{S} - \left[\tau_w A + mg \sin \theta - \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} \Delta x - \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g^2)}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right) \Big|_i^{i+1} \right] \quad (3.14)$$

siendo x_g la calidad, τ el esfuerzo cortante entre el fluido y la pared de la tubería, g la gravedad, Δt el incremento en tiempo y Δx la longitud del volumen de control. Finalmente, la ecuación de la energía se define como:

$$h_{i+1} = \frac{2\dot{q}A - \dot{m}_{i+1}a + \dot{m}_i b + \frac{V}{\Delta t}c}{\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{V}{\Delta t}\bar{\rho}_{bif}^0} \quad (3.15)$$

donde

$$\dot{q} = \alpha(T_{pared} - T_{fluido}) \quad (3.16)$$

proviene de la ley de enfriamiento de Newton siendo α el coeficiente convectivo y T la temperatura. Por otro lado las literales a, b y c son ocupadas para agrupar algunos terminos de la ecuación 3.15 de la siguiente manera:

$$a = v_{i+1}^2 + g \sin \theta \Delta x - h_i$$

$$b = v_i^2 - g \sin \theta \Delta x + h_i$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3$$

siendo

$$\begin{aligned}
 c_1 &= \bar{\rho}_{bif}^0 [(h_i^0 + h_{i+1}^0 - h_i)] \\
 c_2 &= (p_i + p_{i+1}) - (p_i^0 + p_{i+1}^0) \\
 c_3 &= -\bar{\rho}_{bif} \left(\frac{\nu_{i+1} + \nu_i}{2} \right)^2 + \bar{\rho}_{bif}^0 \left(\frac{\nu_i^0 + 1 + \nu_i^0}{2} \right)^2
 \end{aligned}$$

Por otra parte, la pared de la tubería puede ser evaluada mediante *la Ley de Fourier*, que se expresa como:

$$\dot{Q} = -S\lambda \frac{dT}{dx} \tag{3.17}$$

donde λ es la conductividad térmica del material de la tubería. Dado que el flujo de calor en la dirección radial es constante, es posible relacionarlo con el flujo de calor y coeficiente de transferencia de calor (α) del fluido, los cuales, son condiciones de frontera para resolver esta ecuación. La resolución de la ecuación 3.17 permite determinar el mapa de temperaturas de la pared del tubo. Al igual que en el caso del fluido, la tubería es dividida en volúmenes de control, en donde, a diferencia del esquema presentado anteriormente (figura 3.11) los nodos en la malla se encuentran desplazados hacia la parte central (figura 3.13). La razón es debida a que para un fluido es comúnmente más sencillo conocer sus condiciones a la entrada que sus condiciones promedio como en el caso de un sólido.

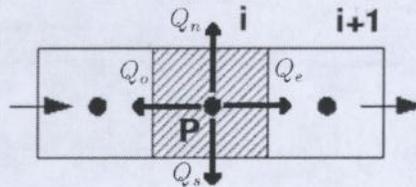


Figura 3.13: Discretización del dominio de la tubería

De acuerdo con la figura 3.13 puede obtenerse una serie de ecuaciones algebraicas que parten de un balance de energía como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\sum \dot{Q} = 0 \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_e - \dot{Q}_o + \dot{Q}_n - \dot{Q}_s = 0$$

tomando las tasas de transferencia de calor de acuerdo con lo siguiente:

$$\dot{Q}_o = \int_{so} -\lambda \frac{\delta T}{\delta S} \simeq \lambda_o \frac{T_{pared} - T_o}{\delta P_o} S_o$$

$$\text{siendo } S_o = \pi \left(\frac{D_n^2}{4} - \frac{D_s^2}{4} \right)$$

$$\dot{Q}_e = \int_{se} -\lambda \frac{\delta T}{\delta S} \simeq \lambda_e \frac{T_e - T_{pared}}{\delta P_e} S_e$$

$$\text{siendo } S_e = \pi \left(\frac{D_n^2}{4} - \frac{D_s^2}{4} \right)$$

$$\dot{Q}_n = \int_{sn} \alpha_n (T_{gn} - T_{pared}) \delta S_n \simeq \alpha_n (T_{gn} - T_{pared}) S_n$$

$$\text{siendo } S_n = \pi D_n \left(\frac{\delta P_o + \delta P_e}{2} \right)$$

$$\dot{Q}_s = \int_{ss} \alpha_s (T_{pared} - T_{gs}) \delta S_s \simeq \alpha_s (T_{pared} - T_{gs}) S_s$$

$$\text{siendo } S_s = \pi D_s \left(\frac{\delta P_o + \delta P_e}{2} \right)$$

Si guiendo este esquema pueden ser agrupados algunos términos de esta ecuación mediante los coeficientes a,b,c y d. La variable “a” representan los términos de la ecuación en (“i – 1”), “b” los términos en el punto estudiado (“i”), “c” los términos del volumen siguiente (“i + 1”) y “d” sirve para agrupar variables como los coeficientes de transferencia de calor por convección, o bien, en el primer y último nodo las temperaturas correspondientes [61].

Nodos internos

Para el caso de los nodos internos, es decir los que no están junto a nodo final en la tubería, la discretización queda de la siguiente manera

$$T_{pared} \left(\frac{\lambda_o}{\delta P_o} S_o + \frac{\lambda_e}{\delta P_e} S_e + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s \right) = T_o \left(\frac{\lambda_o}{\delta P_o} S_o \right) + T_e \left(\frac{\lambda_e}{\delta P_e} S_e \right) + \alpha_n T_{gn} S_n + \alpha_s T_{gs} S_s$$

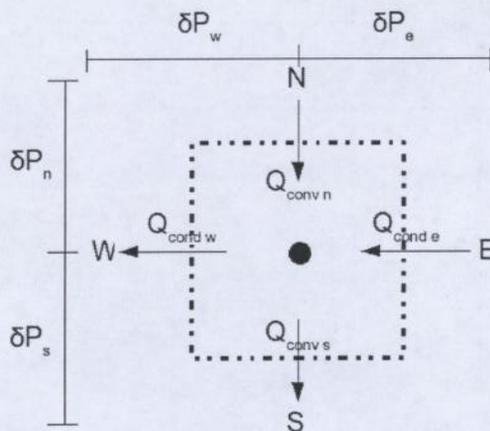


Figura 3.14: Esquema de discretización de los nodos internos

Agrupando los términos mediante los coeficientes a, b, c y d resulta:

$$b_i = \frac{\lambda_e}{\delta x_e} S_e + \frac{\lambda_o}{\delta x_o} S_o + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s$$

$$a_i = -\frac{\lambda_o}{\delta x_o} S_o$$

$$c_i = -\frac{\lambda_e}{\delta x_e} S_e$$

$$d_m = \alpha_n T_{gn} + \alpha_s T_{gs}$$

Nodo Oeste

Por otro lado, la discretización del nodo oeste queda de la siguiente manera:

$$T_p \left(\frac{2\lambda_o}{\delta P_o} S_o + \frac{\lambda_e}{\delta P_e} S_e + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s \right) = T_o \left(\frac{2\lambda_o}{\delta P_o} S_o \right) + T_e \left(\frac{\lambda_e}{\delta P_e} S_e \right) + \alpha_n T_{gn} S_n + \alpha_s T_{gs} S_s$$

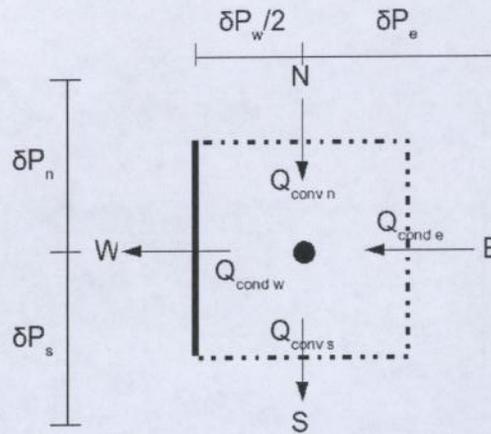


Figura 3.15: Esquema de discretización del nodo oeste

Nuevamente agrupando mediante los coeficientes mencionados se obtiene:

$$b_1 = \frac{\lambda_e}{\delta x_e} S_e + \frac{2\lambda_w}{\delta x_w} S_w + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s$$

$$c_1 = -\frac{\lambda_e}{\delta x_e} S_e$$

$$d_1 = T_w \frac{2\lambda_w}{\delta x_w} + \alpha_n T_{gn} + \alpha_s T_{gs}$$

donde es posible observar que “a” desaparece al no haber nodo en “i - 1”

Nodo Este

El esquema de discretización es similar al utilizado para el nodo oeste y queda de la siguiente manera:

$$T_p \left(\frac{\lambda_w}{\delta P_w} S_w + \frac{2\lambda_e}{\delta P_e} S_e + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s \right) = T_w \left(\frac{\lambda_w}{\delta P_w} S_w \right) + T_e \left(\frac{2\lambda_e}{\delta P_e} S_e \right) + \alpha_n T_{gn} S_n + \alpha_s T_{gs} S_s$$

reagrupando en términos de los coeficientes mencionados:

$$b_m = \frac{2\lambda_e}{\delta x_e} S_e + \frac{\lambda_w}{\delta x_w} S_w + \alpha_n S_n + \alpha_s S_s$$

$$a_m = -\frac{\lambda_w}{\delta x_w} S_w$$

$$d_m = T_e \frac{2\lambda_e}{\delta x_e} + \alpha_n T_{gn} + \alpha_s T_{gs}$$

donde es posible observar que “c” desaparece al no haber nodo en “i+1” Finalmente, esta serie de ecuaciones para la pared de la tubería puede ser realizada mediante el método de matriz tridiagonal TDMA⁴. Este método permite resolver sistemas de ecuaciones algebraicas lineales y es una forma simplificada del método de eliminación Gaussiana [62]. Los coeficientes pueden ser escritos de acuerdo con la siguiente matriz:

$$\begin{bmatrix} b_1 & c_1 & & & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & & \\ & a_3 & b_3 & \cdot & \\ & & \cdot & \cdot & c_{n-1} \\ 0 & & & a_n & b_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ d_n \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Un primer “barrido” de las ecuaciones elimina los términos de “a_i” mientras que una substitución en retroceso brinda la solución. Mas detalles acerca del método pueden

⁴ Por sus siglas en inglés Tridiagonal Matrix Algorithm (Algoritmo de matriz tridiagonal)

encontrarse ampliamente en la literatura [62]. Basado en la metodología elegida y ecuaciones presentadas, en el siguiente capítulo se expone el desarrollo de un código numérico que permite el diseño y simulación del enfriador intermedio, objeto de esta tesis.

Capítulo 4

Diseño y evaluación térmico-mecánica del enfriador intermedio

Introducción

Para los sistemas de refrigeración, el enfriador intermedio es un intercambiador de calor que permite realizar la conexión entre dos ciclos, ya sea que ambos ocupen la misma o diferente tecnología, como lo es el caso de los sistemas en cascada y los sistemas híbridos, respectivamente.

En el caso particular de los sistemas híbridos de refrigeración por eyectocompresión, el enfriador intermedio ofrece un punto de optimización al permitir el uso de dos fluidos de trabajo de manera independiente en cada subsistema con el fin de aprovechar de la mejor manera las propiedades termofísicas más convenientes para cada subciclo. Además, amplía el horizonte de aplicación para los sistemas por eyectocompresión, que debido a su comportamiento, sólo han podido ser empleados para niveles de acondi-

cionamiento de aire.

En el capítulo 3 se presentó el tipo de intercambiador y la metodología elegida para la simulación y el diseño térmico-mecánico del enfriador intermedio. Este capítulo se enfocará propiamente a la presentación del algoritmo desarrollado, su validación y los resultados obtenidos en la evaluación física realizada a este dispositivo.

4.1. Modelo físico

En el capítulo 1 y 3 han sido expuestas la importancia y función del enfriador intermedio para un Sistema de Refrigeración Solar Híbrido por Eyecto Compresión (SIRSHEC). En otros estudios [23], la geometría de este dispositivo ha sido propuesta como una variante de intercambiador tipo tubo y coraza mostrada en la figura 4.1.

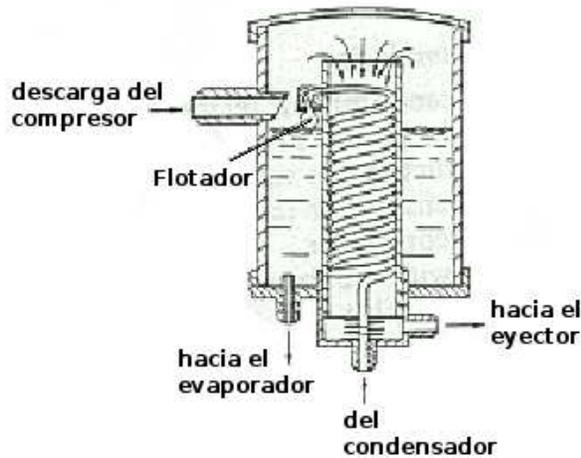


Figura 4.1: Enfriador intermedio propuesto por Sokolov *et al.*[23]

En este modelo, el enfriador intermedio permite el intercambio tanto de energía como de materia. La coraza de este intercambiador sirve de almacenamiento para el refrigerante líquido hacia el evaporador y además, asegura al suministro de gas al eyector.

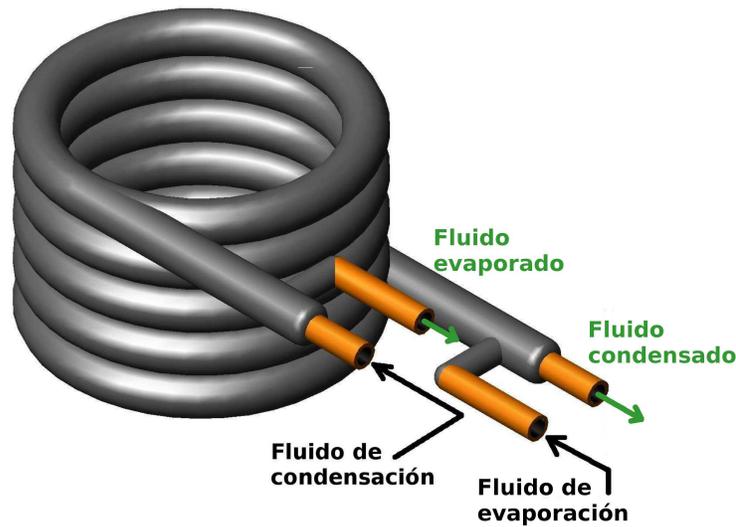


Figura 4.2: Disposición de flujo en el enfriador intermedio

Sin embargo, esta disposición imposibilita el uso de dos refrigerantes, limitando esta posibilidad de optimización. Como se mostró en el capítulo 3, se ha elegido utilizar un intercambiador de tipo doble tubo en espiral para llevar a cabo el trabajo del enfriador intermedio. El arreglo de flujo será en contra corriente y la disposición de las entradas y salidas se puede observar en la figura 4.2.

Como es posible apreciar en la figura 1.6, el fluido de condensación proveniente del subsistema de compresión mecánica entra por la parte interna superior del intercambiador (ver figura 4.2). Debido al incremento en la densidad la gravedad ayuda al movimiento del fluido hacia la salida del dispositivo.

Por otro lado, el fluido proveniente del subsistema de eyectocompresión en estado bifásico (ver figura 1.6) ingresa por la parte externa inferior del intercambiador (figura 4.2). A diferencia del fluido de condensación, la densidad disminuye al evaporarse el fluido y aunado a la presión facilita la salida del fluido por la parte superior.

El caso en paralelo, no será estudiado, ya que en este tipo de disposición dificultaría el flujo de ambos fluidos debido al comportamiento físico explicado. Además, al ser

un intercambiador donde interviene mayormente el cambio de fase, el diferencial de temperaturas permanece casi constante para ambas disposiciones de flujo.

Para la simulación y diseño de este dispositivo, se ha desarrollado un código numérico basado en el método de volumen finito utilizando el lenguaje de programación “C” y Linux (UBUNTU) como sistema operativo. De acuerdo con la formulación matemática presentada en el capítulo 3 sección 3.3, la figura 4.3 muestra el dominio discretizado en el intercambiador de calor.

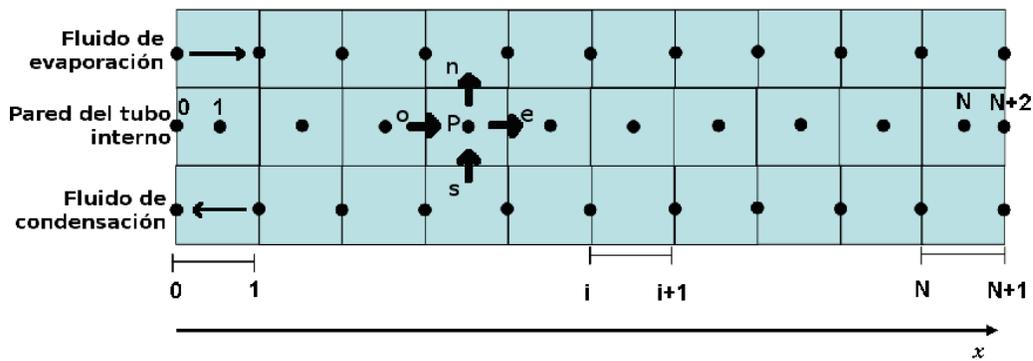


Figura 4.3: Discretización dominio del enfriador intermedio para el fluido de condensación, pared interna del tubo y fluido de evaporación

el cual, se explica de otra manera mediante la figura 4.4

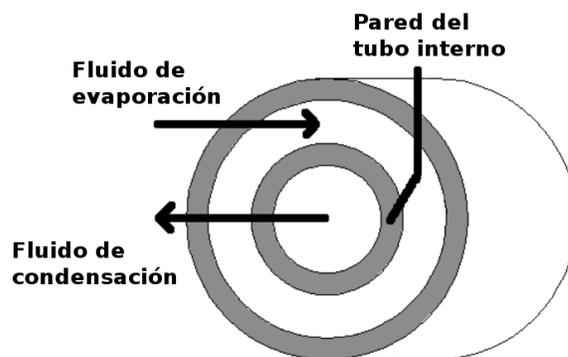


Figura 4.4: Ejemplo de un volumen de control en el enfriador intermedio

En el diagrama, “ i ” e “ $i+1$ ” representan la entrada y la salida a un volumen de control, mientras que “ N ” es el número de volúmenes de control (NVC) en los que ha sido dividido el dominio. Los nodos son denominados por la letra “ P ” mientras que n (Norte), s (Sur), e (Este) y o (Oeste), representan las coordenadas que identifican los flujos de energía hacia o desde un determinado espacio. De la discretización y las ecuaciones presentadas en la sección 3.3, a continuación se muestra la arquitectura del algoritmo desarrollado con el que se simulará el comportamiento del enfriador intermedio, permitiendo conocer algunos parámetros de los fluidos como el perfil de temperaturas y presiones o bien, el comportamiento de la calidad (Xg).

4.2. Algoritmo numérico

Inicialmente, el algoritmo requiere que se establezcan algunos parámetros geométricos tales como el diámetro y longitud para la tubería interna del enfriador intermedio (ver figura 4.5). Igualmente, se necesitan algunas propiedades de entrada del fluido como lo son el flujo másico, la temperatura, presión, así como proponer una temperatura de la pared de la tubería interna del enfriador. Estas propiedades establecen un mapa a lo largo del dominio del intercambiador de calor y se irá actualizado mediante las iteraciones de acuerdo con el cálculo de las ecuaciones de transporte (Ecuaciones 3.8,3.9 y 3.10).

Posteriormente, de forma separada son resueltos los códigos de condensación y evaporación, los cuales, funcionan de manera muy similar. Primero, es requerido el cálculo de algunas propiedades termofísicas del refrigerante como la entalpía, densidad y viscosidad de acuerdo con la presión y temperatura de entrada del fluido. Su cálculo se ha realizado a partir de subrutinas proporcionadas por el NIST¹ a través del programa

¹ por sus siglas en inglés National Institute of Standards and Technology

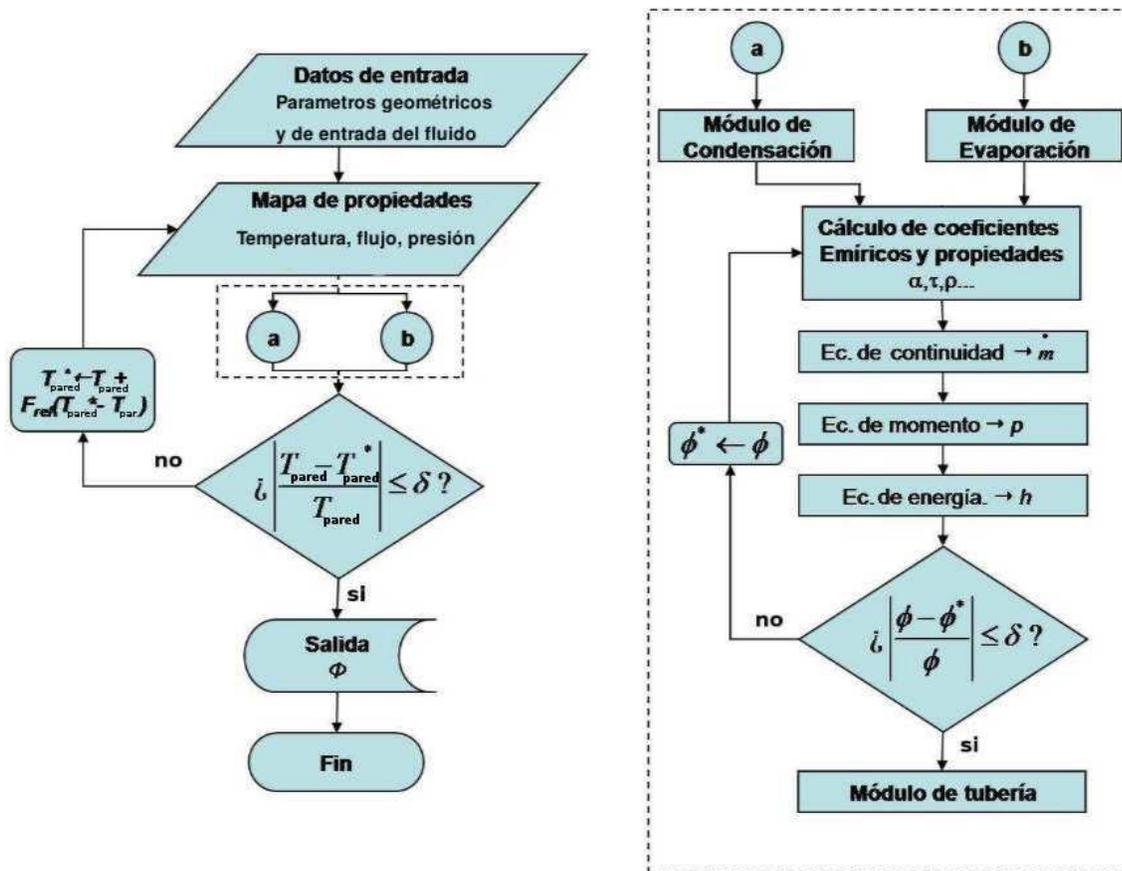


Figura 4.5: Diagrama de flujo del algoritmo numérico para los módulos de condensación, evaporación y pared interna del tubo

REFRPROP [45]. Igualmente, es necesario el cálculo de algunos coeficientes que son obtenidos a partir de correlaciones empíricas, los cuales, se discuten más adelante. Después son calculadas de manera simultánea las ecuaciones de continuidad, momento y energía para obtener el flujo másico, presión y entalpía en el volumen de control siguiente ($i+1$) (ecuaciones 3.11, 3.14, 3.15). Finalizando este cálculo, es aplicado un primer criterio de convergencia. Este criterio, compara el error obtenido de la diferencia entre el flujo másico, presión y entalpía calculados y los propuestos anteriormente por el mapa de propiedades. Si el error es mayor al del criterio establecido, entonces las propiedades calculadas (ϕ) ahora serán las propuestas (ϕ^*) para la siguiente iteración, sucesivamente hasta alcanzar el mínimo error permisible. En este momento las propiedades calculadas en $i+1$ se vuelven las propiedades de entrada para el siguiente volumen de control y se aplica un esquema similar al anterior hasta terminar el dominio perteneciente a cada módulo de fluido (método tramo a tramo explicado en el capítulo 3, sección 3.3).

El perfil de temperatura y coeficientes convectivos obtenidos de los módulos de condensación y evaporación sirven ahora como condiciones a la frontera para el módulo de la tubería interna del intercambiador, en donde se resuelve la ecuación de difusión (ecuación 3.17) para cada volumen de control, para finalmente conocer el perfil de temperatura del tubo. Para ello, el módulo de tubería calcula los coeficientes conductivos de acuerdo a los perfiles de temperatura obtenidos de los módulos anteriores y de la iteración anterior para el caso de la pared del tubo. Sustituye valores de acuerdo a las ecuaciones mostradas en la sección 3.3 de acuerdo con la matriz 3.19 y utiliza el método de matriz tridiagonal (TDMA²) para obtener el perfil de temperatura de la pared interna del tubo (T_{pared}). Es importante mencionar que con fines de simplificar éste código numérico, la pared del tubo externo se ha considerado como adiabática y será contemplada la evaluación de las ganancias de calor del exterior como trabajo a fu-

² Por sus siglas en inglés Tridiagonal Matrix Algorithm

turo. Al terminar, un segundo criterio de convergencia es aplicado entre la temperatura calculada y la propuesta. Nuevamente si el error calculado no es menor al mínimo establecido, la temperatura calculada, se vuelve la temperatura propuesta hasta cumplir con el criterio. Finalmente, si los criterios de convergencia de condensación, evaporación y pared interior del tubo, son alcanzados consecutivamente, se obtienen los resultados y termina el programa.

Como se mencionó, para poder llevar a cabo el cálculo de las ecuaciones de continuidad, momento y energía es necesaria la obtención de algunos coeficientes como los convectivos, de fricción y la fracción volumétrica, que resultan complicados de predecir de manera teórica por su naturaleza física. Para ello, es necesaria su obtención por medio de correlaciones obtenidas de manera experimental publicadas en artículos de investigación científica.

4.2.1. Correlaciones empíricas utilizadas

En la literatura se presentan varias correlaciones que permiten estimar los coeficientes mencionados, así como estudios comparativos que muestran su factibilidad de uso [59]. Básicamente una correlación puede ser elegida si ha sido probada para condiciones similares a las necesarias. Sin embargo, algunas veces no es posible encontrar las mismas para casos particulares como los encontrados en la práctica. En el algoritmo desarrollado para este trabajo ha sido necesaria la obtención de coeficientes tales como los convectivos, de la fracción volumétrica y el factor de fricción. La tabla 4.1, resume las correlaciones utilizadas para en este trabajo:

De las correlaciones utilizadas, las de mayor dificultad de cálculo son las correspondientes a los coeficientes convectivos en la zona de cambio de fase. Es en este punto, donde se encuentra una de las ventajas en el uso de métodos numéricos, que en comparación de los analíticos, permiten considerar coeficientes variables.

Tabla 4.1: Correlaciones ocupadas para el cálculo de coeficientes empíricos

Correlación	Autores	Año	Aplicación
Fracción volumétrica (ε_g)	Premoli A. y Rice C. K.[63]	1971	Predice el volumen que ocupa el gas cuando un fluido se encuentra en zona bifásica
Convectivo monofásico (α)	Gnielinsky V. [64]	1976	Calcula los coeficientes de transporte de energía en zonas de líquido y vapor
Convectivo en condensación (α_c)	Dobson M. K. y Chato J. C. [65]	1998	Predice el comportamiento de los coeficientes discretizando entre los regímenes de flujo que más influyen durante la condensación en un tubo horizontal
Convectivo en evaporación (α_e)	Kattan N., Thome J. R. y Favrat D. [66, 67]	1998	Predice el comportamiento de los coeficientes discretizando entre los regímenes de flujo que más influyen durante la evaporación en un tubo horizontal
Factor de fricción monofásico (τ)	Churchill S W[68]	1977	Coefficiente para zona de líquido o vapor
Factor de fricción bifásico (τ_{bif})	Friedel F.[69]	1979	Coefficiente para zona de dos fases

A diferencia de las zonas monofásicas, aquí los coeficientes pueden variar drásticamente hasta 10 veces el valor dado. Esto se ve fuertemente influenciado por los diferentes regímenes de flujo durante la condensación ó en la evaporación. En ambos procesos, intervienen distintos factores, entre los más importantes se encuentra la velocidad de flujo y la calidad (X_g) que es directamente proporcional al coeficiente de transferencia de calor.

Para el caso concreto de la condensación, fundamentalmente la gravedad y el esfuerzo cortante provocado por el vapor gobiernan a los diferentes regímenes [65]. En términos de la fracción vacía, los regímenes de flujo pueden dividirse en los que ocurren en “altos” valores de fracción vacía y los de “bajo” valor [65] (figura 4.6 A y B).

A bajas velocidades, la gravedad es la dominante y la condensación se da en la parte superior de la tubería mientras fluye hacia abajo formado una capa de líquido que es conducida hacia afuera, en parte debido al flujo de vapor y en parte por la gravedad [65] Es aquí donde el regimen anular, predomina en la estimación de los coeficientes de

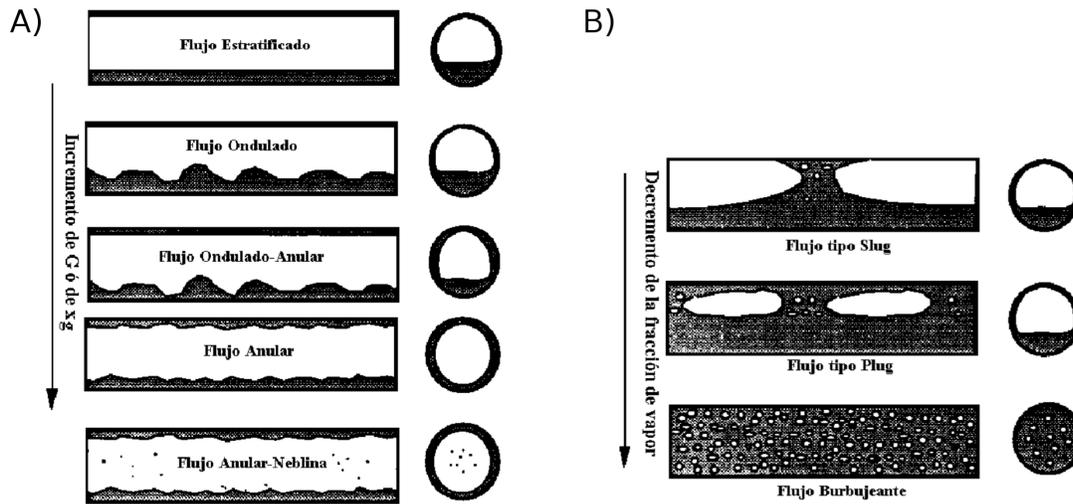


Figura 4.6: Regímenes de flujo en condensación para: A) Elevadas y B) Bajas fracciones volumétricas de vapor [59]

transferencia [65]. Mientras tanto, para velocidades de flujo másico altas, el factor de esfuerzo en el vapor es el dominante y el flujo anular ó anular-neblina prevalece casi por completo a lo largo del proceso de condensación (figura 4.7).

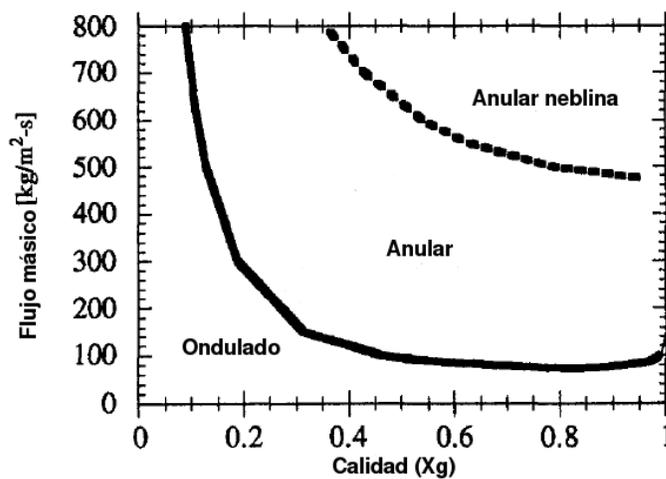


Figura 4.7: Regímenes de flujo en condensación obtenidos por Soliman en 1983 para R134a a $35^{\circ}C$ [65]

Este último régimen muestra un substancial aumento en los coeficientes de trans-

porte de energía cuando incrementa el flujo másico o la velocidad de flujo [65].

Por otro lado, el fenómeno de evaporación se caracteriza por cambios drásticos en las proporciones de transporte de momento como de energía [59]. Los coeficientes de transporte de energía y la caída de presión puede incrementarse en 1 y 2 órdenes de magnitud respectivamente [59]. Un esquema “idealizado” de los diferentes regímenes de flujo por los que atraviesa un fluido durante la evaporación, se muestran en la figura 4.8.

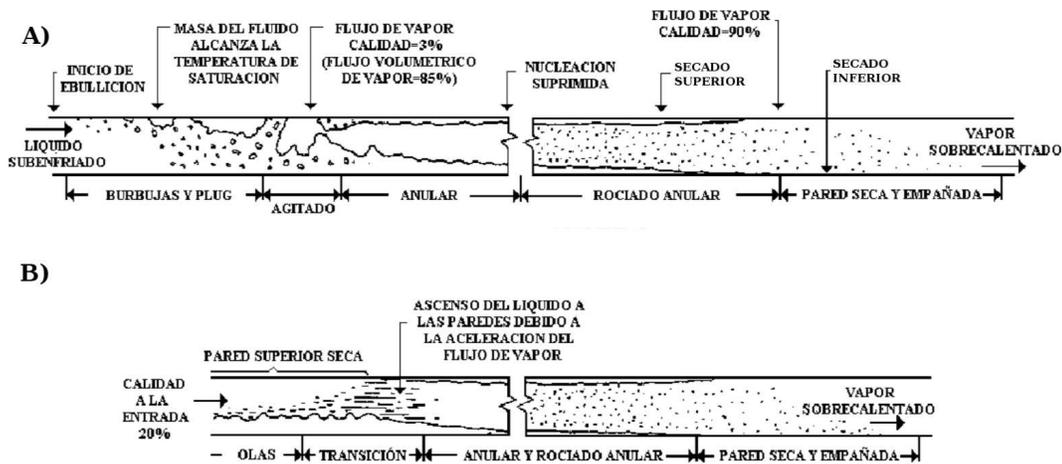


Figura 4.8: Regímenes de flujo en un evaporador horizontal de 12mm con flujo de calor constante A)Alto flujo másico por unidad de área $407\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-2}$ (Entrada de líquido subenfriado) B)Flujo másico por unidad de área $203\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-2}$ y 20% de calidad a la entrada[59]

Al igual que en la condensación para la evaporación, han sido desarrollados mapas de comportamiento para los distintos regímenes de flujo (figura 4.9). Como es posible apreciar, para el caso de la evaporación es necesario discretizar un mayor número de zonas que permita estimar de forma adecuada las grandes fluctuaciones de las que se hace mención. Para la correlación de evaporación tomada de Kattan [67] uno de los

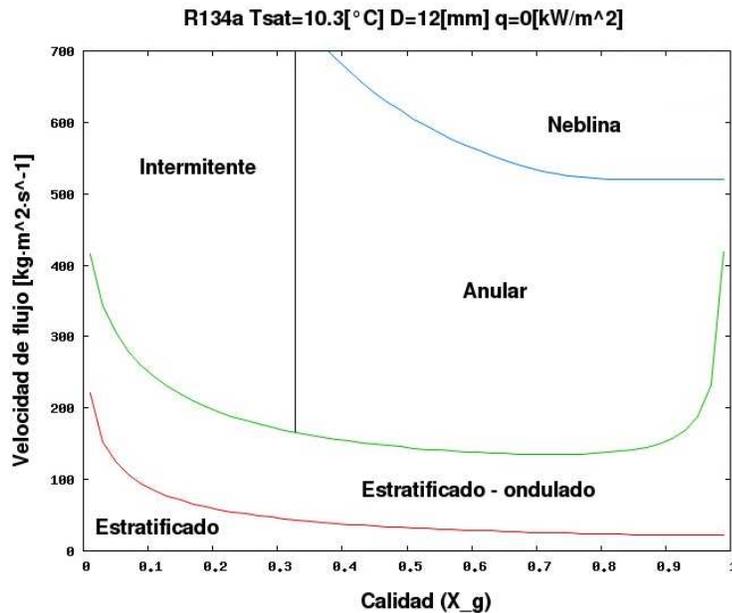


Figura 4.9: Mapa de comportamiento para los diferentes regímenes de flujo posibles durante la evaporación

parámetros que más influye es el flujo de calor, el cual, a su vez se relaciona directamente con el coeficiente convectivo (α) de acuerdo con la *Ley de enfriamiento de Newton*. Resulta importante, mencionar que la figura 4.9 fue obtenida con el algoritmo desarrollado a partir de las correlaciones mostradas por Kattan *et al.* y al igual que la figura 4.10 puede ser comparada con los datos presentados por el autor [67].

En la figura 4.10 se muestra la variación de los coeficientes convectivos para diferentes etapas durante la evaporación, para un caso de flujo de calor constante. La reproducción de los resultados experimentales de esta correlación sirve de validación para su uso en el código numérico desarrollado como se discute adelante.

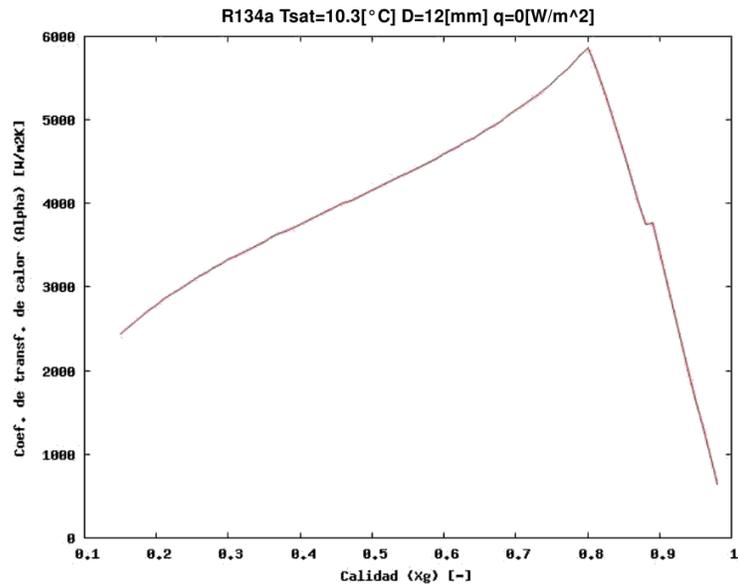


Figura 4.10: Variación de los coeficientes convectivos durante el proceso de evaporación

4.3. Validación del algoritmo desarrollado

No obstante de que la cantidad de hipótesis simplificadoras para un método numérico es menor en comparación a los métodos analíticos, resulta inherente un cierto grado de incertidumbre. Algunas de ellas resultan de suponer un flujo unidimensional o bidimensional o también el despreciar los efectos radiativos. Igualmente, otros errores de cálculo, son los debidos al uso de criterios numéricos para la evaluación de las ecuaciones gobernantes, como la consideración de volúmenes finitos en vez de infinitesimales, la sustitución de las derivadas por incrementos y la utilización de esquemas numéricos como el de diferencias centrales, para la evaluación de los coeficientes convectivos [59]. Por ello, es necesario comparar los resultados del algoritmo con resultados experimentales o casos analíticos simplificados que ayuden a establecer la confiabilidad del código numérico desarrollado en este trabajo. Una primera etapa de validación del código desarrollado consistió en la evaluación del módulo la pared interna del tubo. La comparación se realizó con un caso analítico tomando en cuenta las condiciones de frontera

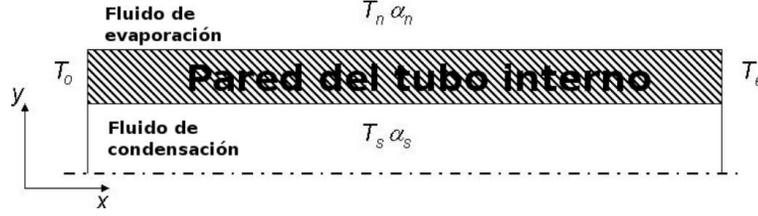


Figura 4.11: Condiciones establecidas en una canalización con fronteras "norte" y "sur" convectivas

mostradas en la figura 4.11 y resumidas en tabla 4.2.

Tabla 4.2: Condiciones de frontera para el caso de comparación con el caso analítico de la pared del tubo interno del enfriador intermedio

Extremo	Temp [$^{\circ}C$]	$\alpha [W m^{-2} K^{-1}]$
Norte	20	50
Sur	10	10
Este	80	-
Oeste	20	-

El caso analítico surge de la simplificación del caso estudiado (del enfriador intermedio) tomando en cuenta coeficientes convectivos y temperaturas en las fronteras "norte" y "sur" constantes. Se consideraron los extremos de la tubería como isotérmicos, una longitud de 1 metro, mientras que los diámetros externo e interno de 0.01 y 0.007 metros respectivamente. De acuerdo con ello, el desarrollo analítico se resuelve de acuerdo con las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\delta^2 \phi}{\delta x^2} - m^2 \phi = 0 \quad (4.1)$$

donde

$$\phi = Tt - \bar{T} \quad (4.2)$$

$$\bar{T} = \frac{\lambda_n * perim_n * T_n + \alpha_s * perim_s * T_s}{\alpha_n * perim_n + \alpha_s * perim_s} \quad (4.3)$$

la solución de la ecuación de conducción de calor es:

$$\phi = C1 * e^{m*x} + C2 * e^{-m*x} \quad (4.4)$$

Para este caso y evaluando las condiciones de frontera, se obtiene:

$$x = 0 \quad Tt = T_w \quad \text{por lo tanto} \quad \phi_1 = T_w - \bar{T}$$

$$x = L \quad Tt = T_e \quad \text{por lo tanto} \quad \phi_2 = T_e - \bar{T}$$

Siendo la expresión analítica final:

$$Tt = C_1 * e^{m*x} + C_2 * e^{-m * x} + \bar{T} \quad (4.5)$$

donde:

$$C_2 = \frac{\phi_2 - \phi_1 * e^{m*l}}{e^{-m*l} - e^{m*l}}$$

$$C_1 = \phi_1 - C_2$$

$$\phi_1 = T_w - \bar{T}$$

$$\phi_2 = T_e - \bar{T}$$

La figura 4.12 muestra el perfil de temperatura obtenido para una simulación con 40 volúmenes de control. Es posible observar, que los resultados presentan una adecuada relación entre la solución numérica y la analítica utilizando un reducido número de volúmenes de control. Esta primera comparación, permite validar el módulo de la pared del tubo interno del enfriador intermedio.

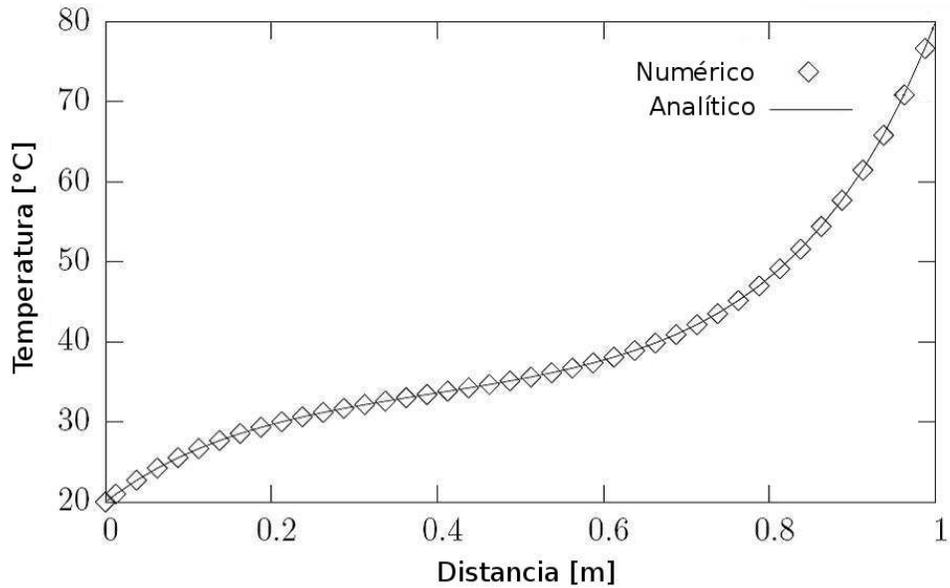


Figura 4.12: Comparación numérica y analítica del módulo de la tubería de interna del enfriador intermedio

Como se ha expresado, los procesos de cambio de fase son muy complejos, de forma que la validación de los módulos de condensación y evaporación del código desarrollado, ha tenido que realizarse mediante datos experimentales referenciados en la literatura [70]. En este estudio, se realizó la comparación con datos empíricos de intercambiadores de doble tubo en condensación. La tabla 4.3 muestra las condiciones utilizadas en los experimentos, para el primer caso analizado:

Tabla 4.3: Condiciones ocupadas para la validación del código de condensación, tomadas de los experimentos de Boissieux [70] CASO 1

	Caso 1	
	Tubo	Ánulo
Arreglo	contraflujo	
Fluidos	404a	Agua-glycol
$T_{entrada} [^{\circ}C]$	25.1	-6.8
$P_{entrada} [bar]$	12.22	1
$G [kgm^{-2}s^{-1}]$	409.8	307.4
Diámetros	$8e^{-3}$	$9,52e - 3$

La figura 4.13 muestra la comparación con las temperaturas y calidad de condensación experimental obtenidos para este trabajo de manera gráfica del artículo presentado Valladares *et al.* [70]. Los subíndices *num* y *exp* en la figura hacen referencia a los

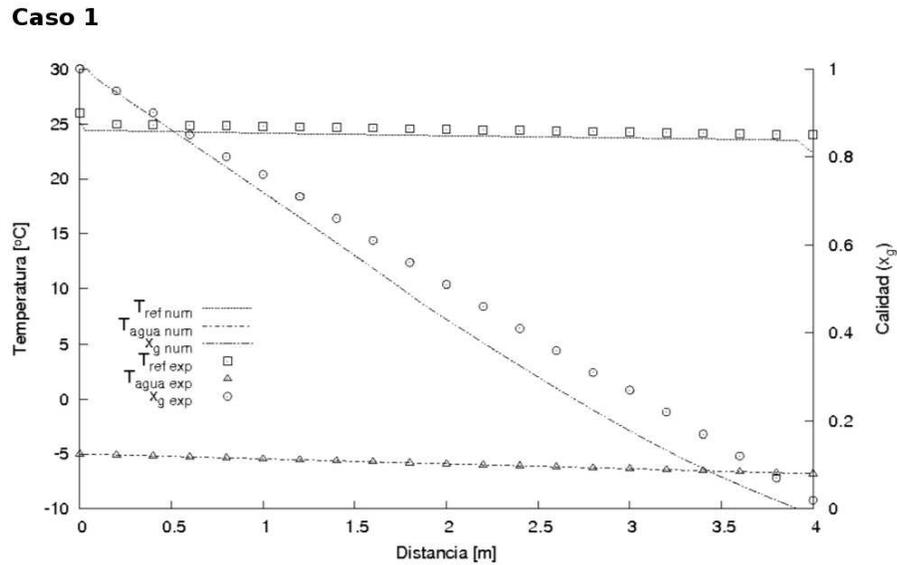


Figura 4.13: Validación para el módulo de condensación Caso 1

datos del código numérico y los experimentales, mientras que *ref*, *agua* a refrigerante y agua glycol, respectivamente. Un segundo caso fue estudiado y sus condiciones se presentan en la tabla 4.4

Como se aprecia en las figura 4.13 y 4.14, existe una adecuada relación entre el comportamiento del perfil de temperatura numérico y experimental, mientras que en el caso de la calidad, existen algunas variaciones, posiblemente debidas al cálculo de los coeficientes convectivos.

Debido a que la misma discretización de las ecuaciones gobernantes y criterios numéricos son utilizados tanto en el módulo de evaporación como de condensación y los únicos cambios entre ellos son las correlaciones empíricas ocupadas, una forma de validación para el módulo de evaporación puede darse al comprobar que las cor-

Tabla 4.4: Condiciones ocupadas para la validación del código de condensación, tomadas de los experimentos de Boissieux [70] CASO 2

	Caso 2	
	Tubo	Ánulo
Arreglo	contraflujo	
Fluidos	404a	Agua-glycol
$T_{entrada} [^{\circ}C]$	36.4	-7.3
$P_{entrada} [bar]$	13.3	1
$G [kgm^{-2}s^{-1}]$	208.9	207
Diámetros	$42e - 3$	$52e - 3$

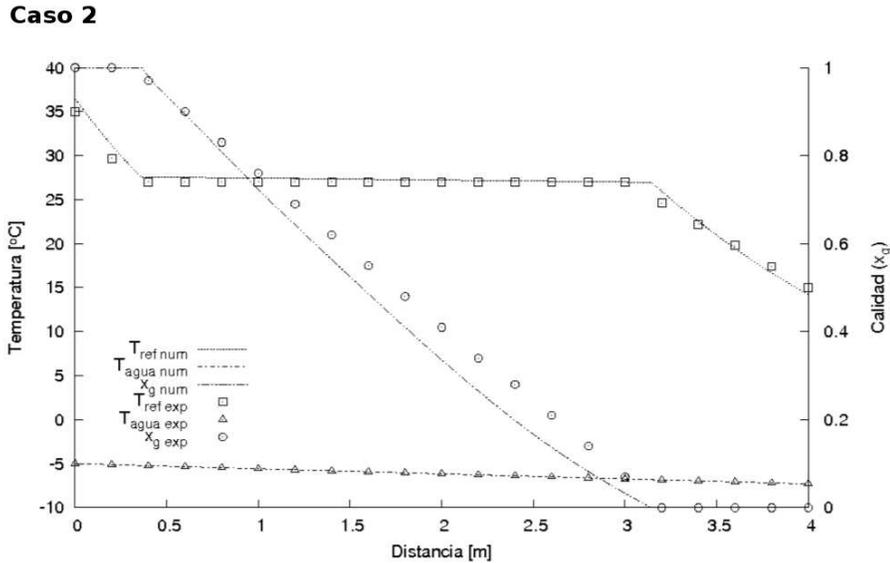


Figura 4.14: Validación para el módulo de condensación A)Caso 1 y B)Caso 2

relaciones funcionan correctamente de acuerdo con los resultados presentados por sus autores [67]. Esta validación, se presentó gráficamente en las figuras 4.9 y 4.10 en la sección de correlaciones empíricas. Como no se han encontrado correlaciones para evaporación en ánulos, la correlación de Kattan será utilizada con la variación de tomar el diámetro del tubo, como el hidráulico, es decir, el que resulta de la diferencia entre el diámetro del tubo exterior e interior del intercambiador. Igualmente para el caso estu-

diado, no se hallaron datos experimentales, por lo que no se pudo comprobar de esta manera y tendrá que realizarse para trabajos posteriores.

Resulta importante mencionar que las simulaciones presentadas para la validación de los módulos de condensación y evaporación se realizó utilizando 280 volúmenes de control, numero elegido de acuerdo con el estudio presentado a continuación.

4.4. Estudio de independencia de malla

El estudio de independencia de malla consiste en la determinación de la densidad de volúmenes de control que será ocupada para la simulación de un caso en particular. Para ello, es necesario establecer algunos parámetros de operación fijos y variar el NVC. Cuando la diferencia entre los datos obtenidos con cierto NVC, comparado con datos reales o bien una cantidad muy grande de volúmenes de control es menor a una diferencia mínima establecida, se elige la densidad de malla. Esto es debido a que a pesar de que el método converge mas fácilmente al aumentar el NVC, el tiempo de cómputo varía de manera exponencial. El estudio se realizó variando el NVC desde 70 en incrementos del doble hasta un total de 4480, el cual se ocupó como valor comparativo.

Para los valores entre 70 y 140 volúmenes de control, se encontraron problemas para alcanzar la convergencia, esto posiblemente debido a los cambios bruscos de temperatura en la pared del tubo relacionados directamente con los coeficientes de transporte de energía. Los mejores resultados se encontraron desde 280 hasta 4480 y en la figura 4.15 se muestran gráficamente los resultados obtenidos de esta comparación con los perfiles de temperatura en los fluidos de condensación, evaporación y la pared del tubo interno del enfriador.

Los puntos en la figura 4.15 corresponden a los datos tomados como reales, mientras que las líneas representan a los diferentes NVC evaluados. Las variaciones en la

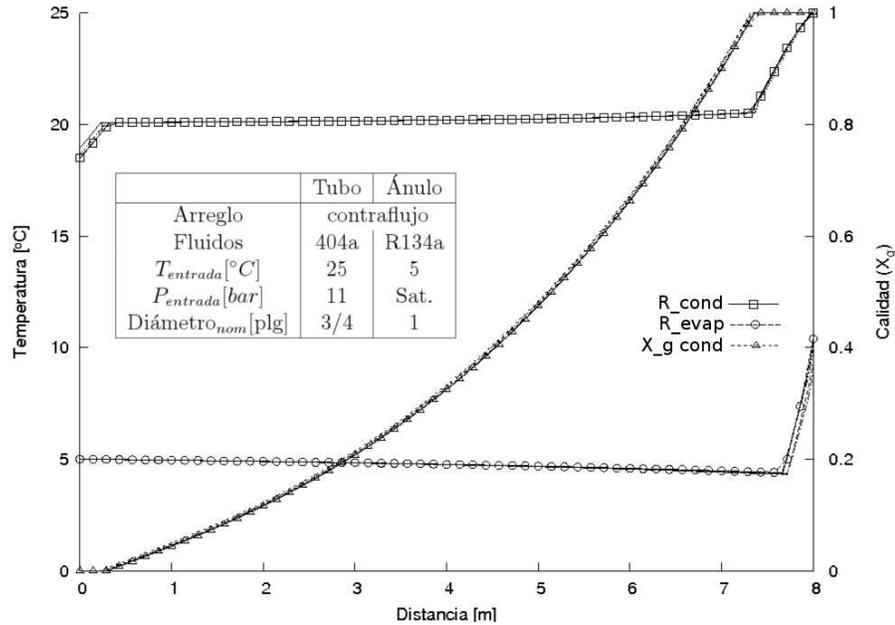


Figura 4.15: Variación de la densidad de malla respecto al incremento en el NVC

temperatura respecto al incremento del NVC gráficamente es imperceptible al quedar líneas sobrepuestas, por lo que numéricamente se calculó el error existente entre los valores “reales” (a 4480 volúmenes de control) y los obtenidos en cada simulaciones para diferentes NVC de acuerdo a la siguiente relación:

$$\left| \frac{T_{@NVC} - T_{@4480}}{T_{@4480}} \right| = e_r \quad (4.6)$$

donde $T_{@NVC}$ es la temperatura en °C evaluada a determinada distancia del intercambiador y es comparada con la temperatura obtenida en el mismo punto a un mayor NVC ($T_{@4480}$). Las figuras 4.16 A, B y C resumen los valores obtenidos para los perfiles de temperatura del fluido en condensación, la tubería interior del intercambiador y el fluido en evaporación. En ellas, es posible observar la disminución del error respecto al incremento de NVC y comprobar los bajos errores obtenidos para las simulaciones realizadas.

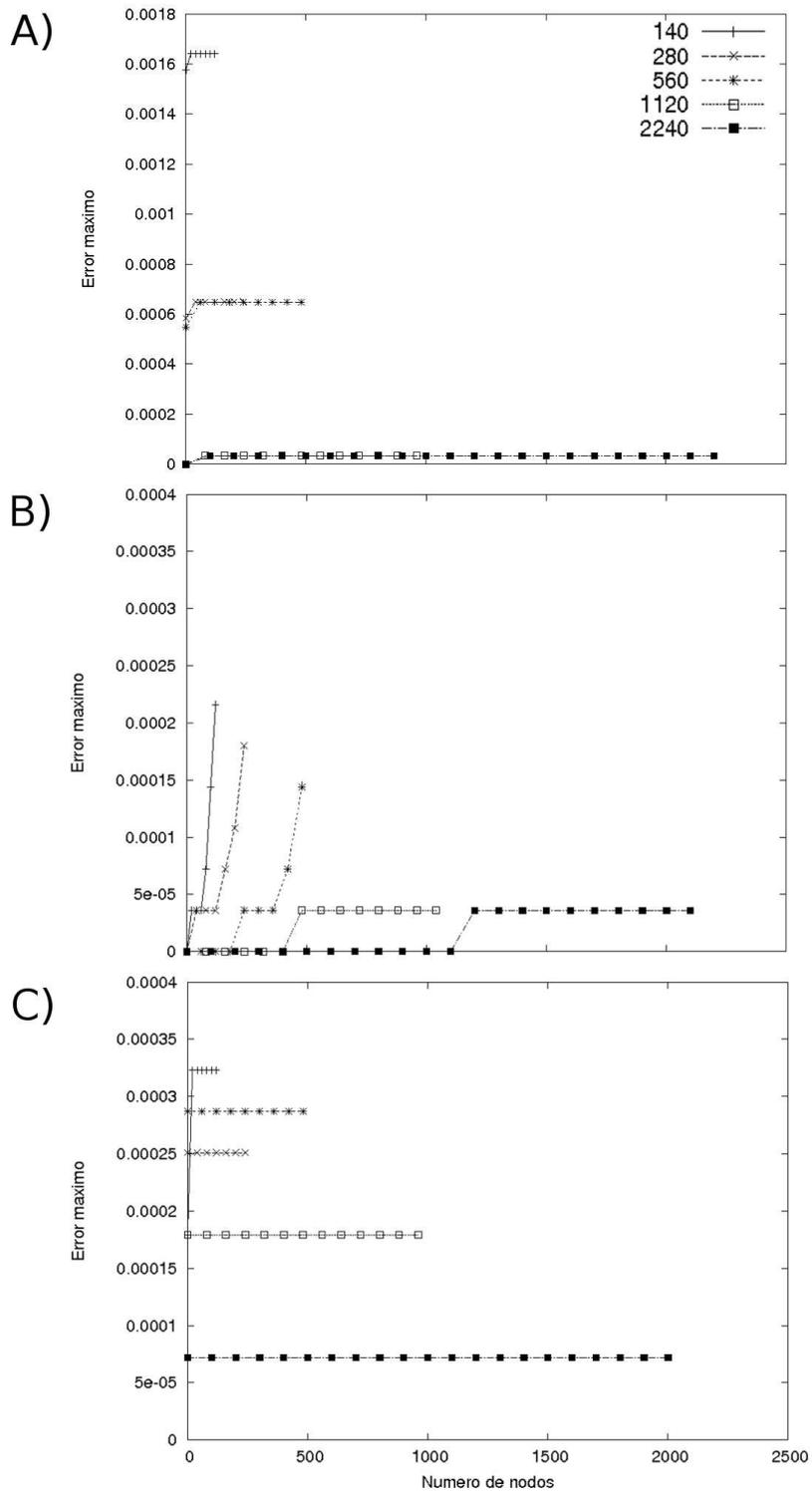


Figura 4.16: Errores debidos a la variación en NVC para: A) módulo de condensación, B) pared de tubo interno y C) módulo de evaporación

Se ha concluido utilizar 280 como NVC debido a que no tuvo problemas en la convergencia y el error entre este y el siguiente NVC es mínima, aunque con un menor tiempo de cómputo. Una vez validado el algoritmo y elegido el NVC a utilizar, en la siguiente sección se presenta un análisis de sensibilidad y finalmente el diseño térmico-mecánico obtenido para el enfriador intermedio.

4.5. Análisis y resultados del diseño del enfriador intermedio

Para llevar a cabo la simulación y diseño del enfriador intermedio, se realizó un balance de energía de tal forma que permitiera establecer las condiciones de operación del sistema. El cálculo se realizó considerando un Sistema de Refrigeración Híbrido por Eyectocompresión (SIRHEC) (ver figura 1.6) para la producción de $100kg$ de hielo. Esta tesis da continuidad al trabajo realizado anteriormente para el diseño de un banco de pruebas [1]. Es por ello que el uso de los fluidos refrigerantes aquí ocupados, depende totalmente de trabajos anteriores [71]. Los fluidos empleados son el R134a por la parte del subsistema de eyectocompresión y el R404a para el sistema de compresión mecánica. Las condiciones de diseño utilizadas se presentan en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Condiciones de diseño

	Tubo	Ánulo
Arreglo	contraflujo	
Fluidos	404a	R134a
$T_{entrada} [^{\circ}C]$	40	5
$P_{entrada} [bar]$	11	Sat.
\dot{m}	$1,42 \times 10^{-3}$	-

Con ello se realizó un análisis de sensibilidad presentado en la siguiente sección, de manera que permitiera conocer la influencia de algunos parámetros considerados como reelevantes.

4.5.1. Análisis de sensibilidad

Los parámetros tales como la longitud inicial, diámetros de tubería y flujos necesarios en el subsistema de eyección se eligieron para su evaluación en el análisis de sensibilidad. Para ello, los diámetros de tubería se clasificaron en chico (c), mediano (m) y grande (g) para tuberías nominales de 1/4", 1/2" y 3/4", respectivamente. Aunque fueron evaluados diámetros intermedios, no se presentan en este estudio al ser mecánicamente no viables por presentar fuertes caídas de presión. Por otro lado, la variación de la longitud se realizó en $\pm 1m$ de una longitud establecida, denominada por 0, 1 y 2 a variaciones de $-1m$, $0m$ y $+1m$ de una longitud predefinida, que para este caso es de $7m$. Finalmente, al flujo se le identifica como mínimo (min), medio (med) y máximo (max), así como sus combinaciones intermedias (minmed y medmax) para flujos entre $1,6 \times 10^{-3}$ y $2,0 \times 10^{-3} [kgs^{-1}]$. De acuerdo con esta clasificación la siguiente tabla resume los valores tomados para cada caso.

Tabla 4.6: Nomenclatura

longitud	diámetro nominal	flujo [kgs^{-1}]
0 es $6m$	cm=1/4 con 1/2	min= $1,5 \times 10^{-3}$ minmed= $1,6 \times 10^{-3}$
1 es $7m$	cg=1/4 con 3/4	med= $1,7 \times 10^{-3}$ medmax= $1,8 \times 10^{-3}$
2 es $8m$	mg=1/2 con 3/4	max= $2,0 \times 10^{-3}$

Siguiendo la nomenclatura anterior, la tabla 4.7 resume los resultados del análisis de sensibilidad realizado. En las columnas se muestran las diferentes combinaciones posibles entre los tres diámetros de tubería, (cm), (cg) y (mg), mientras que en los renglones las variaciones entre longitud y flujos. Los valores encerrados en recuadros permiten explicar el siguiente ejemplo: para el renglón, "0med" indica longitud y flujo, donde "0" es una longitud de la tubería de $6m$ y "med" hace alusión al flujo mínimo del

Tabla 4.7: Resultados del análisis de sensibilidad

	cm			cg			mg		
	cond	evap		cond	evap		cond	evap	
	Xg_{cond}	Xg_{evp}	l_{evap} [m]	Xg_{cond}	Xg_{evp}	l_{evap} [m]	Xg_{cond}	Xg_{evp}	l_{evap} [m]
0min	0.26	1	2.33	0.62	1	1.69	0.24	1	3.96
0minmed	0.26	1	2.5	0.59	1	1.78	0.21	1	4.4
0med	0.26	1	2.5	0.55	1	1.89	0.22	1	4.3
0medmax	0.18	1	2.93	0.51	1	1.97	0.12	1	5.16
0max	0.04	1	3.68	0.45	1	2.19	0.05	0.8	6.0
1min	0.31	1	2.32	0.62	1	1.67	0.15	1	4.27
1minmed	0.26	1	2.57	0.59	1	1.8	0.08	1	4.98
1med	0.14	1	2.9	0.55	1	1.87	0.04	1	5.47
1medmax	0.12	1	3.23	0.51	1	1.97	0.04	1	5.62
1max	0.06	1	3.57	0.46	1	2.2	0	0.95	7
2min	0.30	1	2.34	0.62	1	1.74	0.15	1	4.26
2minmed	0.15	1	2.83	0.59	1	1.83	0.09	1	4.8
2med	0.2	1	2.77	0.55	1	1.94	0.06	1	5.2
2medmax	0.15	1	3.14	0.51	1	2.0	0.02	1	5.77
2max	0.03	1	3.91	0.45	1	2.2	0	1	6.63

sistema de eyectocompresión, que de acuerdo con la tabla 4.6 es de $1,7e^{-3}[kgs^{-1}]$. Mientras tanto, en la columna se identifica la combinación de tuberías (“cg”) que referencía el uso de tubería interna de 1/4” y externa de 3/4” nominal, entonces, los resultados expresan que a la salida del enfriador intermedio por la parte de condensación se obtuvo una calidad (Xg_{cond}) de 0.55 y por la parte del evaporador el fluido evaporó por completo ($Xg_{evap} = 1$) a la distancia (l_{evap}) de 1,89m.

Con los datos obtenidos, es posible mencionar que el diámetro de la tubería es una variable importante, debido a que este parámetro afecta tanto en el área de transferencia, como en la velocidad de flujo. Esta última, a su vez repercute fuertemente en los coeficientes convectivos, pudiendo afectarse de 1 hasta 2 órdenes de magnitud. En el aspecto mecánico, la velocidad afecta en la caída de presión, haciendo nuevamente al diámetro, una variable de peso. En la figura 4.17 se observa la variación de los perfiles de temperatura de los fluidos así como la calidad de condensación. Se aprecia que para los mismos valores de flujo y distancia se puede mejorar la calidad en el fluido condensado de 0.3 a 0.15 cuando se varía de una combinación de diámetros “cm” a uno “mg”.

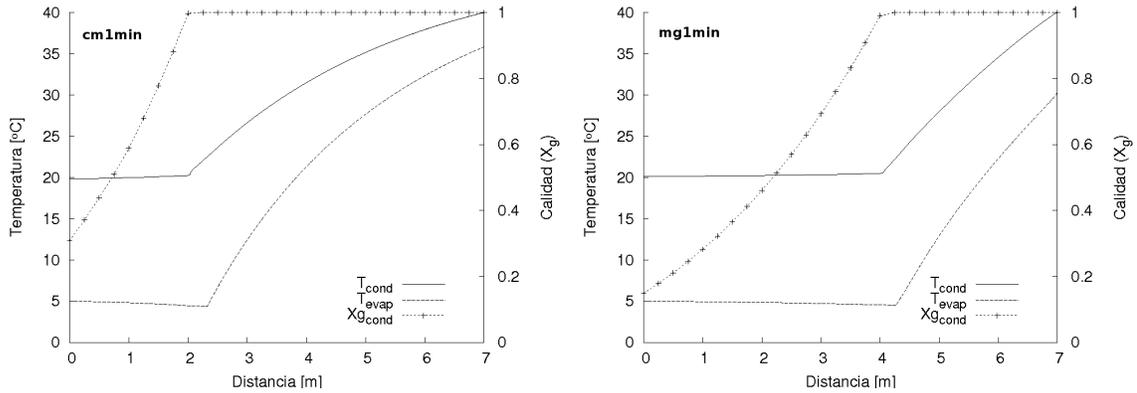


Figura 4.17: Influencia de la variación en diámetros

La longitud del enfriador intermedio, también resulta representativa y su elección para este caso requiere de cierta precisión. Generalmente es de esperarse, que si en un intercambiador no se alcanza la temperatura necesaria a la salida, se extienda la longitud hasta alcanzar el efecto deseado. Para este caso, el aumento en la longitud puede resultar contraproducente, aún cuando los diferenciales de temperatura permiten una buena transferencia de calor. Como se observa en la figura 4.18, al mantener fija la combinación de diámetros y los flujos, la calidad de condensación (Xg_{cond}) a la salida del intercambiador varía de 0.26 a 0.30 para un cambio de longitud de 6 a 8m respectivamente. Esto se debe a que los coeficientes convectivos en zona monofásica, respecto a los de zona bifásica son muy pequeños, de tal manera la transferencia de calor se ve afectada.

Por último, las variaciones en el flujo pueden modificar la velocidad del fluido e influir en los coeficientes convectivos al igual que en la caída de presión. Como se aprecia en la figura 4.19, Xg_{cond} varía de 0.26 a 0.04 para variaciones en el flujo de $1,6 \times 10^{-3}$ a $2,0 \times 10^{-3} [kgs^{-1}]$ respectivamente, alcanzando adecuados valores de calidad pero con notables repercusiones en la caída de presión.

En resumen, la combinación de diámetros deja controlar los coeficientes convectivos,

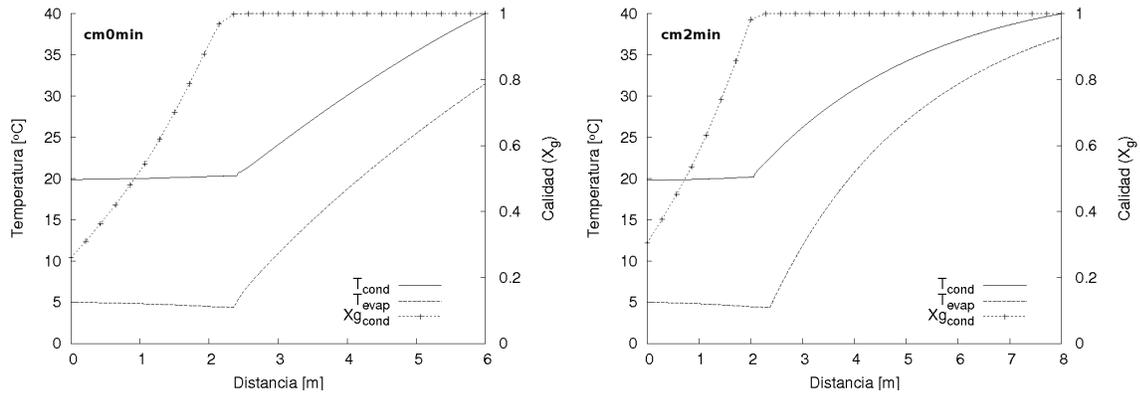


Figura 4.18: Efecto del incremento en la longitud

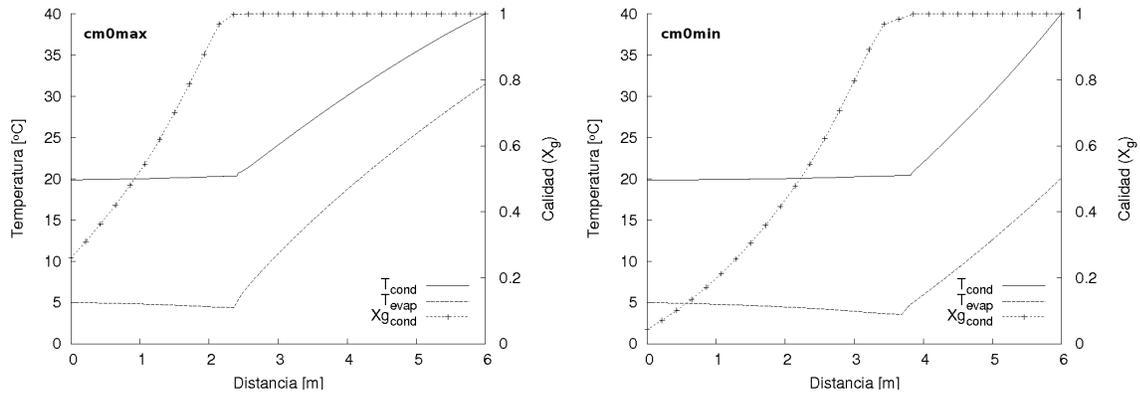


Figura 4.19: Efecto del incremento en el flujo del eyector

velocidad de flujo y la caída de presión mientras que una distancia correcta otorga un tiempo de residencia adecuado siempre y cuando no se exceda una determinada distancia según el caso en particular. Finalmente, una correcta elección del flujo permite el transporte de calor necesario para lograr los objetivos de evaporación y condensación para ambos fluidos.

Del análisis realizado, los mejores resultados son los que permiten lograr la condensación y la evaporación de ambos fluidos con los parámetros geométricos establecidos. Como se aprecia en tabla 4.7 las corridas con mejores características se somborean, tomando como referencia calidades de condensación menores a 0.1 y de evaporación mayores a 0.9. De esta manera, los mejores resultados se obtuvieron cuando se ocupó la combinación de tubería de 1/2 y 3/4 (“mg”), al lograr un equilibrio entre los valores de los coeficientes de transferencia y caída de presión. La longitud será de 7m puesto que cubre adecuadamente el espectro de flujos evaluado, mientras que para longitudes menores gran cantidad de puntos caen fuera del objetivo y para las mayores no se encuentran cambios importantes. Respecto al flujo, se sugiere utilizar rangos entre $1,6 \times 10^{-3}$ y $2,0 \times 10^{-3} [kgs^{-1}]$, mientras que para el material de construcción se recomienda usar tubería de cobre tipo “L” con especificaciones para requerimientos en instalaciones de gas y refrigeración. De acuerdo con los resultados presentados, es posible realizar el diseño físico del enfriador intermedio del cual, se presentan los planos en la parte de apéndices. Finalmete, a continuación son presentadas las conclusiones obtenidas de la realización de este trabajo.

Bibliografía y referencias

- [1] González B. H. *Diseño térmico mecánico de una máquina solar de refrigeración por eyectocompresión de vapor para la producción de 100 kg. de hielo*. Tesis de Licenciatura, Universidad La Salle, México, 2005.
- [2] Sun D.W. Evaluation of a combined ejector-vapour-compression refrigeration system. *International Journal of Energy Research*, 22:333–342, 1998.
- [3] Sun D.W. Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 38:479–491, 2005.
- [4] Dorantes R. R; González B. H. y Hernández G. J. *Importancia de la producción de hielo en México y desarrollo de los sistemas solares de producción de hielo*. Memorias de la 29 Semana Nacional de Energía Solar, 2005.
- [5] Çengel Yunus A. *Transferencia de calor y masa*. Mac Graw Hill, 2007.
- [6] R. Dorantes; C. A. Estrada e I. Pilatowsky. Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 16 n°8/9:669–675, 1996.
- [7] Nehad Al-Khalidy. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on r113. *International Journal of Refrigeration*, 21/8:617–625, 1991.

- [8] Sun D.W. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 40:873–884, 1999.
- [9] S. B. Riffat y S. A. Omer. Cfd modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid. *International Journal of Energy Research*, 25:115–128, 2001.
- [10] V.M. Nguyen; S.B. Riffat y P.S. Doherty. Development of a solar-powered passive ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 21:157–168, 2001.
- [11] K. Cizung; A. Mani y M. Groll. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 21:585–598, 2001.
- [12] A. Selvaraju y A. Mani. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 24:827–838, 2004.
- [13] A. Selvaraju y A. Mani. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. *International Journal of Thermal Sciences*, 43:915–921, 2004.
- [14] G.K. Alexis y J.S. Katsanis. Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit. *Energy Conversion and Management*, 45:2729–2744, 2004.
- [15] G.K. Alexis. International journal of energy research. *Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid*, 29:95–105, 2005.
- [16] A. Selvaraju y A. Mani. Experimental investigation on r134a vapour ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29:1160–1166, 2006.
- [17] B.J. Huang; S.S. Hu y S.H. Lee. Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect. *International Journal of Refrigeration*, 29:476–484, 2006.

- [18] Humberto Vidal; Sergio Colle y Guilerme dos Santos Pereira. Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 26:663–672, 2006.
- [19] Jianlin Yu; Yunfeng Ren; Hua Chen y Yanzhong Li. Applying mechanical sub-cooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. *Energy Conversion and Management*, 48:1193–1199, 2007.
- [20] Wimolsiri Pridasawas y Per Lundqvist. A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 30:840–850, 2007.
- [21] Wimolsiri Pridasawas. *Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle*. Tesis doctoral, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, 2006.
- [22] Sokolov M. y Hershgal D. Compression enhanced ejector refrigeration cycle for low grade heat utilization. In *IEEE, CH2781-3/89*, pages 2543–2548, 1989.
- [23] Sokolov M; Hershgal D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat part1,2 and3. *International Journal of Refrigeration*, 13:351–356, 1990.
- [24] Da-Wen Sun; Ian W. Eames y Satha Aphornratana. Evaluation of a novel combined ejector absorption refrigeration cycle i computer simulation. *International Journal of Refrigeration*, 19 N°8, 1996.
- [25] Da-Wen Sun. Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. *Energy Conversion and Managment*, 38, N°5:479–491, 1997.
- [26] Da-Wen Sun. Evaluation of a solar combined ejector-vapour-compression refrigeration system. *International Journal of Energy Research*, 2:333–342, 1998.

- [27] B.J. Huang; V.A. Petrenko; C.P. Lin y S.S. Hu. A combined-cycle refrigeration system using ejector-cooling cycle as the bottom cycle. *International Journal of Refrigeration*, 24:391–399, 2001.
- [28] A. Arbel y M. Sokolov. Revisiting solar-powered ejector air conditioner - the greener the better. *Solar Energy*, 77:57–66, 2004.
- [29] J. Hernández; R. Dorantes; R. Best y C. Estrada. The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b. *Applied Thermal Engineering*, 24:17651783, 2004.
- [30] P. V .Jaya Prakasha Reddy y S. Srinivasa Murthy. Studies on an ejector-absorption refrigeration cycle with new working fluid pairs. In *World Climate and Energy Event*, pages 113–122, 2005.
- [31] American Society of Heat Refrigeration and Air Conditionig Engineers. *Fundamentals Handbook*. ASHRAE, 2001.
- [32] Instituto Internacional del Frío. Classification des fluides frigorig'enes. www.iifiir.org/fr/doc/1027.pdf, Revisado en octubre 2008.
- [33] Institut national de recherche et de sécurité. Les fluides frigorig'enes. www.afce.asso.fr/stock_images/mcpid/pdf/DangersdesFF.pdf, Revisado en octubre 2008.
- [34] Sistema Nacional Ambiental de Colombia. que es el ozono estratosférico? <http://www.ideam.gov.co/sectores/ozono/estratosferico1.htm>, Revisado en octubre 2008.
- [35] Wikipedia. Haloalkane. <http://en.wikipedia.org/wiki/Haloalkane>, Revisado en octubre 2008.

- [36] National Refrigerants AIRAH. Air conditioning and refrigeration industry refrigeration selection guide. www.airah.org.au/downloads/AIRAH_RSG2003.pdf, Revisado en octubre de 2008.
- [37] HPAC Engineering. Physical, safety, and environmental data for refrigerants. Reporte técnico, 1999.
- [38] C.P. Mallet. *Tecnología de los alimentos congelados*. A. Madrid Vicente Ediciones, 1994.
- [39] Philip CH Yu y RPE CEng. Refrigerant selection for sustainable future. http://www.ashraethailand.org/download/ashraethailand_org/journal_2007-2008_39_refrigerant%20selection%20for%20sustainable%20future.pdf, Revisado en octubre 2008.
- [40] S. Forbes Pearson. Frigorignes : pass, present, futur. www.iifiir.org/fr/doc/1055.pdf, Revisado en octubre 2008.
- [41] Çengel Yunus A. y Boles Michael A. *Termodinámica*. Mac Graw Hill, 2006.
- [42] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc (ASHRAE). *ANSI/ASHRAE 34-2007 - Designation and Safety Classification of Refrigerants*. ASHRAE, 2007.
- [43] Air liquide. Ficha de datos de seguridad para el r152a. www.aloha.airliquide.com/safety/msds/es/045_AL_ES.pdf, 2002.
- [44] Wikipedia. Equation of state. http://en.wikipedia.org/wiki/Equation_of_state#cite_note-Perrot-0, Revisado en noviembre 2008.
- [45] REFPROP v.7.0. *NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database*. Programa de cómputo, 2000.

- [46] Sadik K.y Hontan L. *Heat exchangers, selection, rating and thermal design*. CRC Press, 2002.
- [47] Wikimedia. Rotary heat exchanger. <http://commons.wikimedia.org/wiki/Image:Rotary-heat-exchanger.svg>, Revisado en noviembre 2008.
- [48] Ecopower. Rotary heat exchanger. www.ecopower.com.au/main.htm, Revisado en noviembre 2008.
- [49] Khaled Aljundi BEng. Double pipe heat exchanger design. <http://www.softpicks.net/screenshots/Double-Pipe-Heat-Exchanger-Design-DHex-.jpg>, Revisado en noviembre 2008.
- [50] Wikimedia. Shell and tube heat exchanger. http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/59/Straight-tube_heat_exchanger_2-pass.PNG, Revisado en noviembre 2008.
- [51] Genemco. Plate heat exchanger. www.genemco.com/aloe/plate.html, Revisado en noviembre 2008.
- [52] Swep International. Refrigeration handbook. [CD-ROM]2002.
- [53] Berglunds. Lamella heat exchanger. www.berglunds.se/sidor_en/lamell.html, Revisado en noviembre 2008.
- [54] Aero Systems Engineering. Finned plate heat exchanger. http://www.aerosysengr.com/Wind_Tunnels/WTProducts/Flow_Conditioning/HX_Photo.jpg, Revisado en noviembre 2008.
- [55] Thermoversus. finned tube heat exchanger. <http://www.thermoversus.com/image/thermofoto.jpg>, Revisado en noviembre 2008.

- [56] Martínez I. Heat exchangers. <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c12/Heat%20exchangers.htm>, Revisado en noviembre 2008.
- [57] Hierarchical Scaled Physics Travkin and Technologies. Heat exchangers. <http://travkin-hspt.com/thermph/07.htm>, Revisado en noviembre 2008.
- [58] Kern Donald Q. *Procesos de transferencia de calor*. CECSA, 1974.
- [59] García Valladares O. *Simulación numérica y validación experimental de evaporadores, condensadores y tubos capilares. Integración en sistemas de refrigeración por compresión*. Tesis Doctoral Universidad Politécnica de Cataluña, 2000.
- [60] H K Veerstedeg and W Malalasekera. *An Itroduccion to Computational Fluid dynamics: The finite volume method*. Pearson, 1995.
- [61] Ordáz F. A. *Diseño de un intercambiador de calor solar con cambio de fase para calentamiento de agua*. Tesis de maestría, U.N.A.M., México, 2006.
- [62] Wikipedia. Tridiagonal matrix algorithm. http://en.wikipedia.org/wiki/Tridiagonal_matrix_algorithm, Revisado en enero 2009.
- [63] Premoli A y Rice C K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. *ASHRAE Transactions*, 93:341–367, 1987.
- [64] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16:359–368, 1976.
- [65] M K Dobson y J C Chato. Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer*, 120:193–213, 1998.

- [66] Kattan N Thome J R y Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: Part1-development of a diabatic two-phase flow pattern map. *Journal of Heat Transfer*, 120:140–147, 1998.
- [67] Kattan N Thome J R y Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: Part 3-development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer*, 120:156–165, 1998.
- [68] Churchill S W. Frictional equation spans all fluid flow regimes. *Chemical Engineering*, 84:91–92, 1977.
- [69] Friedel F. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *European Two-phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy*, page paper E2, 1979.
- [70] O. García Valladares C.D. Pérez Cegarra y J.Rigola. Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 27:656–670, 2004.
- [71] Hernández G J. *Estudio termodinámico de un sistema de refrigeración solar solar híbrido de eyector y compresor mecánico*. Tesis de doctorado, U.N.A.M., México, 2005.
- [72] E.D. Rogdakis y G.K. Alexis. Design and parametric investigation of an eyector in an air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 20:213–226, 2000.
- [73] Bitzar International. Refrigerant report. www.iifiir.org/en/doc/1029.pdf, Revisado en octubre 2008.