



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

TRABAJO FIN DE MÁSTER:

**Análisis termodinámico y
optimización de un ciclo de
absorción dedicado a reducir la
temperatura de admisión en un
motor de combustión**

Autor: DAVID SECO PÉREZ

Tutor: VICENTE DOLZ RUIZ

Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

Valencia, julio 2019

Resumen

La creciente necesidad de reducir el consumo de combustibles fósiles y la contaminación producida por ellos, ha concentrado los esfuerzos de los fabricantes de vehículos en desarrollar estrategias que mejoren el rendimiento de los motores, disminuyendo su impacto medioambiental. Reducir la temperatura del aire de entrada al motor es una de las alternativas. El presente documento muestra el desarrollo de un modelo numérico del ciclo termodinámico de absorción (amoníaco-agua) y la optimización de las condiciones de operación del mismo, para su funcionamiento como sistema de refrigeración del aire de admisión en un motor de combustión interna, con el objetivo de reducir la temperatura a 0°C . El modelo fue desarrollado íntegramente con la plataforma numérica MATLAB[®] y sus variables fueron optimizadas mediante el algoritmo genético MOGA-II. El método de resolución utilizado incluye exigentes hipótesis que idealizan los procesos de absorción y separación, librerías con las propiedades de los fluidos y los principios fundamentales de conservación de la masa y la energía. Además, el análisis *pinch point* fue utilizado como herramienta para garantizar el adecuado funcionamiento del ciclo. Los resultados obtenidos y las relaciones entre las principales variables son presentados gráficamente. El análisis termodinámico realizado confirma la capacidad del sistema para reducir la temperatura a 0°C . Se demuestra la importancia del proceso de absorción en el rendimiento del sistema, confirmando la naturaleza crítica de este componente. Y se concluye que las temperaturas a la salida del condensador y del evaporador constituyen los factores limitantes del ciclo.

Índice general

Índice	v
Índice de figuras	vii
Índice de tablas	ix
Nomenclatura	xi
1 Introducción	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	2
1.3 Objetivos	5
2 Revisión bibliográfica	7
2.1 Evaluación energética MCIAs	7
2.2 Estado del arte de WHRS aplicados a MCIAs	9
2.3 Estado del arte de ciclos de absorción	11
3 Modelo matemático del sistema	19
3.1 Introducción	19
3.2 Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua	20
3.3 Optimización del ciclo mediante algoritmos genéticos	33
4 Resultados	41
4.1 Introducción	41
4.2 Validación del modelo usando resultados experimentales de otros autores	42

ÍNDICE GENERAL

4.3	Resultados teóricos	45
4.4	Punto de funcionamiento óptimo	53
4.5	Influencia de las condiciones de contorno	56
5	Conclusiones y trabajos futuros	61
6	Presupuesto	65
	Bibliografía	73

Índice de figuras

1.1	Esquema del balance energético de un motor	4
2.1	Influencia del régimen de giro y el grado de carga en la temperatura de pared	8
2.2	Diagramas de los ciclos de refrigeración por compresión y por absorción	13
2.3	Esquema del ciclo de absorción integrado en el motor . . .	18
3.1	Diagrama esquemático del ciclo de absorción	21
3.2	Estructura del programa de evaluación de las propiedades de la mezcla amoníaco-agua	30
3.3	Distribución de los modos de entrada del modelo	31
3.4	Diagramas $T - H$ de los elementos principales del ciclo de absorción	32
3.5	Estudio de selección de objetivos	37
3.6	Estudio de selección de objetivos	38
3.7	Diagrama de flujo del modelo teórico	40
4.1	Proceso de validación: temperatura en los principales componentes	43
4.2	Proceso de validación: caudales de refrigerante y disolución concentrada	43
4.3	Proceso de validación: potencias térmicas en el condensador, absorbedor y generador	44
4.4	Influencia de la evaporación parcial del refrigerante en el COP y en el calor total disipado óptimos	46
4.5	Influencia de la evaporación parcial del refrigerante en los gastos másicos óptimos	47

4.6	Determinación de los grados de libertad en el punto de funcionamiento óptimo	51
4.7	Relaciones entre las concentraciones	52
4.8	Diagrama $h - x$ del ciclo de absorción en las condiciones óptimas de operación	54
4.9	Distribución de entalpías en el ciclo en las condiciones óptimas de operación	55
4.10	Diagramas $T - H$ en las condiciones óptimas de operación	56
4.11	Distribución de entalpías en el ciclo para el caso 1	60
4.12	Distribución de entalpías en el ciclo para el caso 2	60

Índice de tablas

3.1	Ficha técnica del motor	23
3.2	Punto de estudio	24
3.3	Relaciones de las propiedades de los fluidos	26
3.4	Relaciones másicas para los componentes del ciclo de absorción	28
3.5	Relaciones energéticas para los componentes del ciclo de absorción	28
3.6	Rango de análisis de las variables de entrada	35
3.7	Restricciones del modelo	37
4.1	Temperatura media en cada elemento	47
4.2	Intervalo de variación de la temperatura en los componentes del sistema y estado térmico en el punto de funcionamiento óptimo	49
4.3	Condiciones óptimas de operación del ciclo de refrigeración por absorción	53
4.4	Principales parámetros del ciclo para los tres casos de estudio	57
6.1	Desglose de costes por actividades realizadas por el autor. . .	66
6.2	Otros costes.	66
6.3	Coste total.	67

Nomenclatura

$c_{p,\text{aire}}$	calor específico del aire
h	entalpía específica
\dot{m}_{aire}	gasto másico de aire de admisión
\dot{m}_{escape}	gasto másico de gases de escape
\dot{m}_r	gasto másico de refrigerante
\dot{m}_s	gasto másico de solución concentrada
\dot{m}_w	gasto másico de solución diluida
p_h	presión alta del ciclo
p_l	presión baja del ciclo
q	título de vapor
\dot{Q}	flujo de calor
s	entropía específica
$T_{o,i}$	temperatura salida intercooler
W_p	potencia de la bomba
x_r	concentración de refrigerante
x_s	concentración de solución concentrada
x_w	concentración de solución diluida
η_p	rendimiento de la bomba

Pr	número de Prandtl
Sc	número de Schmidt
<i>COP</i>	<i>coefficient of performance</i>
<i>EGR</i>	<i>exhaust gas recirculation</i>
MCIA	motor de combustión interna alternativo
<i>MOGA</i>	<i>multiobjective genetic algorithm</i>
<i>NTU</i>	<i>number of transfer units</i>
<i>ORC</i>	<i>organic Rankine cycle</i>
<i>SHE</i>	<i>solution heat exchanger</i>
<i>WHRS</i>	<i>waste heat recovery system</i>

Capítulo 1

Introducción

1.1 Antecedentes

El origen de la tecnología de absorción se sitúa a mediados del siglo XVII con los trabajos del Dr. William Cullen y Nairne, recogidos en el estudio realizado por Burgett *et al* [20]. En 1845, Edmund Carre diseña una máquina de ácido sulfúrico y agua que es utilizada para enfriar agua potable. Tiempo después, en el año 1859, su hermano Ferdinand Carre lanza al mercado el primer sistema de refrigeración por absorción que funciona con amoníaco-agua. Y en 1862, Mignon y Rouard construyeron la primera máquina de amoníaco-agua de ciclo continuo.

En el periodo comprendido entre la Primera y Segunda Guerra Mundial, dos empresas (Electrolux en Suecia y Servel en EE.UU.) divulgan información sobre esta tecnología. Pero no es hasta después de la Segunda Guerra Mundial, en EE.UU., cuando la industria de calor, ventilación y aire acondicionado (*HVAC; Heating, Ventilation and Air Conditioning*) es revolucionada con las máquinas de absorción.

Las primeras máquinas tienen como fluido de trabajo la mezcla agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) y son de configuración simple (*single-effect*), desarrolladas por la empresa Carrier en 1945 y posteriormente por otras compañías (Trane, York, Worthington). Las ventas aumentan hasta el año 1969, cuando se alcanzó el pico de ventas. A partir de ese momento, el interés por esta tecnología en EE.UU cae, en primer lugar, debido a la crisis del petróleo (1973), y en segundo lugar, debido al desarrollo de equipos de compresión de mayor eficiencia. Por otro lado, en Japón, comienza

el periodo de recuperación tras la guerra. El elevado precio de la electricidad obliga al gobierno a promover el gas natural como combustible. Numerosas empresas japonesas; Kawasaki, Mitsubishi, Ebara, Sanyo, Hitachi y Yazaki, se plantean la posibilidad de mejorar la eficiencia de los equipos de absorción usando fuentes de energía a alta temperatura. En 1964, Kawasaki lanza al mercado las primeras unidades de configuración doble efecto (*double-effect*). Su desarrollo y las políticas orientadas al uso de gas hicieron que en 1985 más del 80 % de las máquinas refrigeradoras funcionaran mediante el ciclo de absorción.

Esta tecnología se extendió por India, China y Corea. En la actualidad, estos países juegan un importante papel en el mercado mundial de equipos de absorción. En 2005, el 58 % de las unidades de absorción fueron fabricadas en China [20]. Aún así, la utilización de esta tecnología en sistemas de aire acondicionado y sistemas frigoríficos está lejos del uso del sistema convencional por compresión.

En las últimas décadas, tras la firma del protocolo de Kyoto, los equipos de absorción se han convertido en uno de los sistemas de interés como posible solución al preocupante deterioro de la capa de ozono. La posibilidad de utilizar fluidos no nocivos para el medio ambiente, e incluso, su compatibilidad con el uso de energía de origen renovable (energía solar), ha centrado los esfuerzos de nuevas investigaciones y desarrollos.

El interés actual en esta tecnología se extiende también a aplicaciones en el ámbito residencial y en oficinas de reducido tamaño. Sin embargo, aún es necesario un gran trabajo de investigación para hacer competitivo un equipo de refrigeración por absorción frente a uno convencional por compresión de vapor, tanto en eficiencia como en rentabilidad.

1.2 Justificación

La creciente preocupación por el deterioro medioambiental producido por la contaminación originada por la combustión de sustancias fósiles, ha llevado a los distintos gobiernos a implantar un plan de acción que reduzca significativamente las emisiones de productos contaminantes.

Una de las industrias más afectadas por estas medidas es la industria de transporte, en particular, el sector de automoción. El impacto de este en el estado del aire de las ciudades es notable, si bien, no es el único

1.2. Justificación

responsable. Ante el continuo crecimiento del número de vehículos, las normativas de contaminación siguen estrechando sus márgenes. Por ello, los fabricantes se han visto obligados a invertir gran parte de los recursos de investigación en esta dirección.

Reducir el consumo de combustible y las emisiones contaminantes puede ser logrado mediante diferentes métodos en motores de combustión interna (MCIAs) [13]:

- Optimización general del compresor y la turbina (geometría de los álabes del estátor y rotor, actuadores del estátor, temperatura de operación de la turbina, pérdidas mecánicas y por transferencia de calor, etc.).
- Sistemas de dos etapas para aumentar la presión.
- Desarrollo de nuevas estrategias de inyección, así como, aumento de la presión en los sistemas de inyección directa.
- Nuevas mejoras en los procesos de combustión y nuevas estrategias.
- Reducción del tamaño de los motores, incrementando la presión.
- Reducción de la velocidad de operación.
- Reducción de las pérdidas por fricción, mediante la optimización de rodamientos y elementos móviles, y mediante la utilización de lubricantes de menor viscosidad.
- Incremento de la tasa de recirculación de gases de escape (*EGR*).
- Sistemas de control de motor y de gestión térmica de mayor complejidad que permitan un diagnóstico y un control instantáneo y más preciso.
- Evolución de los sistemas de post-tratamiento.
- Utilización de combustibles más limpios.
- Implementación de sistemas de recuperación de energía, tanto mecánica como térmica, recuperando parte de la energía cinética en el frenado y aprovechando el calor residual de los gases de escape.

De la anterior lista de líneas de investigación, los sistemas de recuperación de energía concentran parte de los esfuerzos para alcanzar los objetivos establecidos en materia de contaminación y eficiencia.

En los actuales MCIAs, aunque con cierta variación en función de las condiciones de operación, los flujos de energía más importantes son [29]: la potencia efectiva (N_e) supone aproximadamente entre un 25 % y un 40 % (excepto a muy baja carga), el flujo de calor cedido al sistema de refrigeración (\dot{Q}_r) entre un 15 % y un 35 % y la entalpía disponible en los gases de escape (\dot{H}_g) representa entre un 20 % y un 35 %.

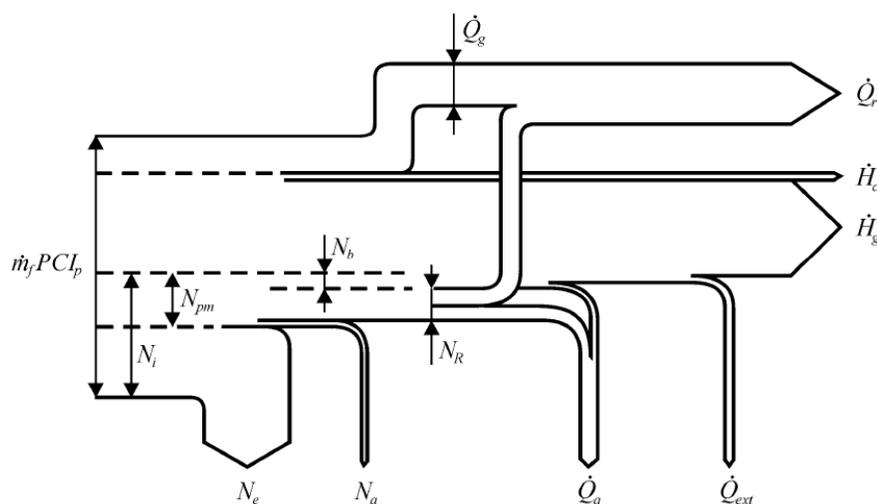


Figura 1.1: Esquema del balance energético de un motor: flujo de energía química suministrado por el combustible $\dot{m}_f PCI_p$, potencia indicada N_i , potencia de pérdidas mecánicas N_{pm} , potencia de bombeo N_b , potencia disipada por fricción N_R , potencia mecánica de accionamiento de auxiliares N_a , flujo de calor cedido al lubricante \dot{Q}_a , flujo de calor cedido al ambiente por convección y radiación \dot{Q}_{ext} y flujo de entalpía asociado a la energía química disponible en el combustible no quemado \dot{H}_{ci} . Fuente: [28].

Este balance energético representa una aproximación cuantitativa de los procesos más relevantes que tienen lugar en un punto de funcionamiento estacionario. Se deduce pues, que a pesar del aprovechamiento de parte de la energía contenida en los gases de escape mediante su expansión en

1.3. Objetivos

la turbina (motores turbosobrealimentados), existe una importante fuente de calor residual. Es en este aspecto donde cabría esperar la utilidad de los sistemas de recuperación de energía térmica.

1.3 Objetivos

El objetivo general del presente trabajo es el desarrollo de un modelo para el análisis termodinámico y optimización de un ciclo de absorción destinado a reducir la temperatura del aire de admisión en un MCIA a 0°C . El modelo no sólo pretende predecir las condiciones óptimas de funcionamiento, sino además, presentar el comportamiento frente a variaciones en las mismas.

Junto al estudio principal, se busca extraer conclusiones extrapolables a otros trabajos, con el fin de contribuir positivamente al desarrollo de soluciones para los problemas que presentan los motores de combustión interna.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

2.1 Evaluación energética MCIAs

En un MCIA están presentes los tres mecanismos de transmisión de calor: conducción, convección y radiación, aunque el modo de transferencia por conducción sólo está presente de manera aislada en ciertas partes sólidas [28]. La gran variabilidad tanto espacial como temporal de los flujos de calor; los numerosos elementos mecánicos en contacto con el gas y la gran diversidad de efectos en las prestaciones, rendimiento y emisiones del motor, provocan que el tratamiento de los procesos de transferencia de calor en un motor sea un problema difícil de abordar.

Esta complejidad de los procesos de transferencia de calor ha obligado a desarrollar herramientas con modelos físicos y semiempíricos que proporcionen una información energética detallada en diferentes condiciones de operación, como el modelo presentado por Payri *et al.* [30] para un motor diesel. De esta manera, es posible optimizar las estrategias de gestión térmica del motor.

Despreciando ciertos fenómenos (pérdidas debidas a *blow-by*, flujos de calor cedido en la refrigeración de la línea *EGR* o flujos de calor en el turbocompresor), el esquema de la distribución energética de un motor en un punto de funcionamiento estacionario es el presentado en la figura 1.1. La potencia efectiva, el flujo de calor cedido al fluido refrigerante y la energía sensible contenida en los gases de escape representan aproximadamente un 90% de la energía suministrada [28]. Esta distribución puede variar sustancialmente en etapas transitorias de calentamiento.

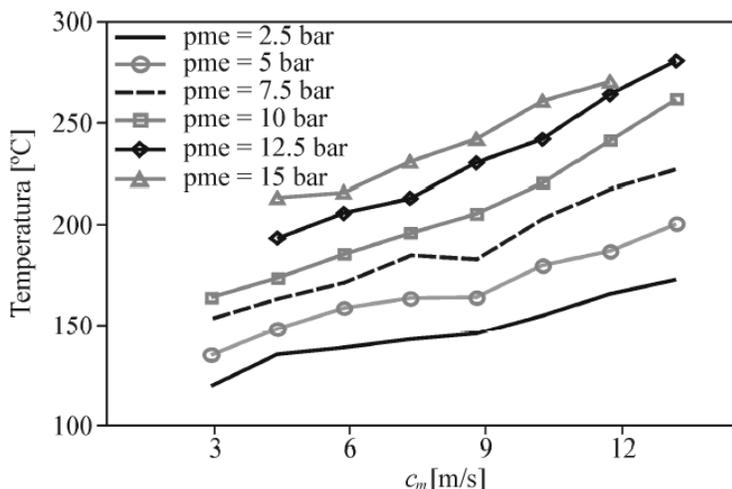


Figura 2.1: Influencia del régimen de giro y el grado de carga en la temperatura de pared. *Fuente:* [28].

Considerando el punto de máxima carga térmica, que coincide con el de máxima potencia, la mayor parte del calor es transferido a través del pistón, la culata y la camisa. Este calor es evacuado casi íntegramente por el refrigerante (o por el lubricante y posteriormente pasa al refrigerante), y sólo una pequeña parte es transmitido al aire de admisión [28]. Estos flujos de calor tienen lugar casi en su totalidad en las etapas de expansión y escape, especialmente en esta última (un 50 % aproximadamente), donde la apertura de la válvula de escape origina un incremento importante en la velocidad del gas, aumentando el flujo convectivo hacia las paredes del cilindro, la válvula de escape y la pipa [28]. Este hecho impide obtener trabajo útil de esta energía, incluso en el caso ideal de motor adiabático. Por lo que sólo una parte de la mitad restante de la energía cedida al refrigerante podría ser aprovechada, invirtiéndola en incrementar la entalpía de los gases de escape, lo cual sería beneficioso para los sistemas de recuperación de esa energía residual.

Por otro lado, la energía sensible disponible en los gases de escape varía notablemente con el régimen de giro y el grado de carga, como así lo verifican los ensayos realizados por Ringler *et al.* [35] en un motor de

gasolina. Los resultados muestran que al aumentar la demanda del motor, el flujo entálpico asociado a la energía disponible en los gases de escape constituye la fuente residual con mayor contenido energético, teniendo el calor cedido al refrigerante una menor importancia.

La variación de la temperatura de admisión tiene un efecto directo en el proceso de combustión [28], lo que provoca efectos en la temperatura del gas. Un aumento de la temperatura de admisión incrementa la temperatura de pared, efecto similar al producido por el régimen de giro o por el grado de carga (Fig. 2.1), pero con menor intensidad [28]. Si bien la influencia de la temperatura de pared afecta al consumo y a las emisiones a bajos grados de carga, su impacto a medios y altos grados de carga puede llegar a ser despreciable, en el caso estacionario [28].

2.2 Estado del arte de WHRS aplicados a MCIAAs

En la actualidad, numerosos sistemas de recuperación de calor residual (*WHRs*, *Waste Heat Recovery Systems*) aplicados a MCIAAs han sido desarrollados para incrementar, de forma directa o indirecta, la eficiencia de estos. De manera simplificada, pueden ser clasificados siguiendo el principio de transformación de la energía que utilizan [26]:

- Intercambiador de calor, situado en la línea de escape y cuya misión es calentar zonas críticas del motor en el proceso de arranque, disminuyendo el tiempo en que esas zonas trabajan por debajo de la temperatura óptima.
- Elementos termoeléctricos, situados en el colector de escape. Por medio del efecto *Seebeck* generan energía eléctrica, haciendo uso del gradiente de temperatura. A pesar de ser un sistema sencillo y compacto, su baja eficiencia y su elevado coste siguen siendo aspectos a mejorar, en comparación con los ciclos orgánicos de Rankine (*ORC*) [8, 36].
- Conjunto turbocompresor-generador eléctrico, consta de un generador eléctrico acoplado al turbocompresor que extrae el exceso de energía de la turbina en forma de electricidad.

- Conjunto turbocompresor-turbina mecánica, consiste en una turbina de potencia adicional, localizada en la línea de escape y acoplada mecánicamente al cigüeñal del motor. Este sistema consigue buenos resultados, con un coste y volumen reducidos. Sin embargo, interactúa fuertemente con el motor, generando una alta contra-presión a la entrada del turbocompresor y dificultando, por tanto, la salida de los productos de la combustión (pérdidas de bombeo) [1].
- Ciclo de Rankine, donde el calor es usado en el evaporador para generar vapor que posteriormente es expandido en la turbina (máquina expansora) y así obtener trabajo. Entre ellos destacan los *ORC*, ampliamente investigados por sus ventajas como sistemas de recuperación de energía en aplicaciones para MCIAs. El uso de fluidos de trabajo orgánicos (hidrocarburos y otros fluidos con alto peso molecular) [16], permite utilizar fuentes de calor a baja temperatura, además de ser más óptimos en determinadas condiciones de operación, con respecto al ciclo de Rankine convencional, que utiliza agua [8].
- Otros ciclos termodinámicos, tales como el ciclo Ericsson, Brayton, Stirling, absorción y eyección. Estas tecnologías han sido menos desarrolladas que los anteriormente citados *ORC*.

Un análisis realizado con un ciclo Brayton como sistema *WHR* en automóviles, no mostró una clara viabilidad debido a las pérdidas estimadas en el ciclo, de igual magnitud que la energía recuperada, con la actual tecnología en elementos mecánicos de compresión-expansión [12].

Como alternativa a los mencionados *WHRS*, basados en la generación de potencia adicional, existe un grupo de sistemas basados en la refrigeración de la línea de admisión. En estos, se aprovecha el calor de la fuente a alta temperatura (gases de escape), para extraer calor de la fuente a baja temperatura (aire de admisión), disipándolo a una temperatura intermedia, correspondiente a la de referencia.

Numerosos estudios han tratado de demostrar el potencial de esta tecnología en diversas aplicaciones: ciclos de adsorción [44], sistemas de refrigeración por eyección [11], ciclos de absorción [25, 26] y sistemas híbridos [2, 5]. Todos ellos constan de un evaporador y un condensador, donde

se extrae calor del foco frío y se disipa al entorno, respectivamente. La particularidad de estos sistemas con respecto al sistema convencional por compresión reside en la ausencia de compresor, sustituido por una serie de componentes accionados térmicamente, considerados como un “compresor térmico”. En el caso del ciclo de eyección, el fundamento dinámico está gobernado por el principio fundamental de conservación de la energía en el interior de un conjunto de toberas convergentes-divergentes (eyector), donde la presión es transformada en energía dinámica. En el caso del ciclo de absorción, el gradiente de concentraciones de una disolución genera el impulso. De esta manera, se reduce significativamente la potencia consumida por la bomba, incrementándose la complejidad y el volumen del sistema.

En un estudio realizado en 2019 [11], se analiza la viabilidad termodinámica y la optimización de un eyector como sistema para reducir la temperatura del aire de entrada en un motor diesel 1.5l turbosobrealimentado. En este trabajo, se obtienen capacidades de refrigeración que van desde 0.46 kW a 3.66 kW, en función del punto de operación analizado, y considerando el tamaño del eyector como variable de diseño. Sin embargo, los resultados obtenidos para una geometría fija de eyector no son tan satisfactorios. En ese caso, para puntos de menor carga que el establecido como punto de diseño (2000 rpm y 50 % de carga), no se encontraron soluciones, y en puntos de mayor demanda, el rendimiento del sistema de eyección se degrada. Aún así, posibles mejoras en la adaptación del funcionamiento del eyector en puntos fuera de diseño, podrían suponer considerar esta tecnología como una alternativa prometedora.

2.3 Estado del arte de ciclos de absorción

Principios básicos del ciclo de absorción

El ciclo de absorción difiere en dos aspectos principales del ciclo convencional de compresión:

- Es un ciclo térmico activado por calor, donde la práctica totalidad del intercambio de energía se produce en forma de calor con el entorno. La energía mecánica intercambiada es despreciable, a diferencia del ciclo de compresión.

- Consta de dos fluidos de trabajo (pareja de fluidos). El fluido refrigerante y un fluido adicional, conocido como medio líquido de sorción o absorbente [20]. La selección de esta pareja de fluidos es uno de aspectos más importantes en el correcto funcionamiento del sistema.

El compresor mecánico utilizado en el ciclo convencional es reemplazado en el ciclo de absorción por el “compresor térmico”, constituido por un generador, un absorbedor, un intercambiador de calor de disoluciones (*SHE*), una bomba y una válvula de expansión (Fig. 2.2).

El principio de funcionamiento del ciclo está basado en las diferentes temperaturas de ebullición de los fluidos de trabajo. Mediante la aportación de calor, el refrigerante, de inferior punto de ebullición, es evaporado y separado de la solución líquida. Este proceso tiene lugar en el generador, acompañado de una columna de rectificación cuando sea preciso (en los sistemas que funcionan con una pareja de fluidos cuyos puntos de ebullición no estén suficientemente distantes, por ejemplo, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). El vapor refrigerante a alta presión es conducido a un intercambiador de calor, donde se condensa disipando el calor al exterior. Seguidamente, el dispositivo de expansión disminuye su presión, y en consecuencia, su temperatura (efecto Joule-Thomson). En estas condiciones de baja presión y temperatura, el refrigerante es capaz de generar la potencia refrigerante buscada, evaporándose al captar el calor del medio a refrigerar. El vapor refrigerante a baja presión es inyectado en el dispositivo de absorción, junto con la solución líquida diluida (o concentrada en el caso de la mezcla agua-bromuro de litio) procedente del proceso de separación. La condensación del refrigerante en la solución permite obtener una disolución de mayor concentración de refrigerante, que es bombeada de nuevo al generador.

Configuraciones y fluidos de trabajo

Para incrementar la eficiencia del sistema, el ciclo básico de absorción, formado por los cuatro elementos necesarios (generador, condensador, evaporador y absorbedor), puede ser ampliado con elementos adicionales. Según la terminología adoptada por Dorgan *et al.* [9], la introducción de un mayor número de procesos para la adición de calor procedente de la fuente térmica, es decir, un mayor número de generadores, determina el número de efectos. De esta manera, se puede distinguir entre sistemas de efecto único (*single-effect*), doble efecto (*double-effect*) o triple efecto (*triple-*

2.3. Estado del arte de ciclos de absorción

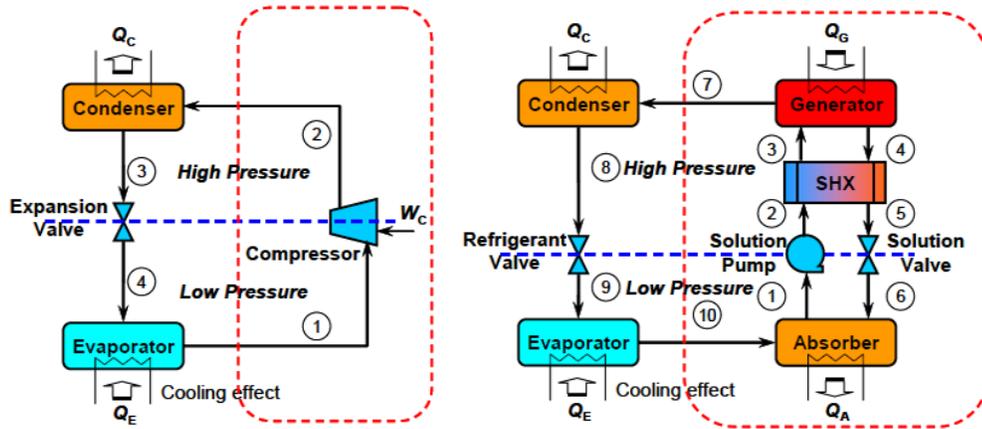


Figura 2.2: Diagrama del ciclo de refrigeración por compresión (izquierda) y por absorción (derecha). Fuente: [3].

effect). Por otro lado, el número de ciclos combinados, es decir, el número de conjuntos evaporador-absorbedor dispuestos, determina las etapas del sistema.

El correcto funcionamiento del sistema, unido al rendimiento del mismo, están íntimamente relacionados con los fluidos de trabajo utilizados. Uno de los estudios más completos donde se recogen las propiedades químicas, termofísicas y termodinámicas de 38 compuestos refrigerantes diferentes y 184 compuestos absorbentes, en distintas configuraciones de sistema, es el realizado por Macriss *et al.* [24], y posteriormente actualizado con nuevos compuestos por un artículo elaborado por *IEA Heat Pump Centre*.

De forma general, las propiedades buscadas en la pareja de fluidos de trabajo son [20]:

- Elevado calor latente del refrigerante, para minimizar el gasto másico necesario de refrigerante y absorbente.
- Baja temperatura de congelación, para evitar la formación de elementos sólidos, perjudiciales para el correcto funcionamiento de los distintos componentes.
- Volatilidad del refrigerante muy superior a la del absorbente, para

facilitar el proceso de separación.

- Combinación adecuada refrigerante-absorbente, para evitar efectos de cristalización en las condiciones de operación.
- Fuerte afinidad entre ambos fluidos, para garantizar una completa absorción.
- Alta estabilidad química, para evitar la formación de sustancias nocivas.
- Baja viscosidad, para incrementar la transferencia de masa y calor en el proceso de absorción, y reducir la potencia consumida en la bomba.
- Baja toxicidad, para evitar un impacto medioambiental negativo.

Además de las propiedades mencionadas, el refrigerante y el absorbente deben permitir operar a una presión moderada y baja, respectivamente. Sus propiedades físicas, tales como tensión superficial, densidad, conductividad térmica, capacidad calorífica específica y difusividad másica, deben ser favorables. Y aspectos como la corrosión y la inflamabilidad también deben ser tenidos en cuenta.

Sin embargo, muchas de estas propiedades son enfrentadas, por lo que la búsqueda de un compromiso entre ellas es lo requerido.

En las aplicaciones actuales, los fluidos de trabajo más comunes son las parejas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Investigaciones recientes también han demostrado buenos resultados en mezclas ternarias y cuaternarias de sales (LiBr , LiI , LiNO_3 y LiCl) [38].

Atendiendo a sus ventajas e inconvenientes, es posible identificar la pareja más adecuada para cada aplicación. Del análisis de las dos parejas más comunes, se pueden destacar las siguientes consideraciones:

- El amoníaco permite operar con temperaturas inferiores a 0°C , a diferencia del agua utilizado como refrigerante en $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, limitada a 5°C aproximadamente.
- En contraste con el elevado grado de seguridad de la combinación agua-bromuro de litio, el uso de amoníaco tiene riesgos asociados a la salud.

2.3. Estado del arte de ciclos de absorción

- Los sistemas $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ operan con elevadas presiones de vacío, requiriendo bombas de vacío en aplicaciones de gran escala. Esto no ocurre con los sistemas amoniaco-agua, que operan siempre con presiones superiores a la atmosférica.
- La mezcla agua-bromuro de litio es miscible para una fracción másica de bromuro de litio inferior al 70 % [20], aproximadamente, limitando la temperatura de absorción. Por el contrario, el amoniaco es completamente soluble en agua, y por tanto, evita el riesgo de cristalización.
- La caída de presión en los sistemas amoniaco-agua no es demasiado crítica, permitiendo el uso de intercambiadores de calor más compactos.
- La necesidad operativa del generador de trabajar a presiones moderadas en el caso del amoniaco, impide la utilización de una configuración de doble efecto, penalizando el rendimiento del sistema. Además, la necesidad de un proceso de rectificación adicional para purificar el vapor de amoniaco, reduce aún más el coeficiente de rendimiento (COP).

Estudios teóricos y experimentales

La mayoría de los modelos analíticos de absorción están basados en la metodología original desarrollada por Colburn y Drew (1937) y después adaptada por Price y Bell (1973) para el diseño de condensadores de vapor binarios. El proceso de absorción es similar al de condensación, salvo que en el primero, la capa líquida existe desde el comienzo del proceso. Esta metodología es adecuada para situaciones en las que la tasa de condensación es alta o el gradiente de temperaturas entre el vapor y el fluido refrigerante es grande. En estas situaciones, el proceso de condensación está dominado por el lado vapor y la primera hipótesis asumida (mezcla completa en la fase líquida) es justificable.

Ruhemann (1947) [37] presentó un modelo 1D de transferencia de masa y calor en el proceso de absorción del amoniaco, aproximando el flujo de la solución líquida a uno de tipo película descendente. Concluyó que la resistencia de transferencia de masa dominante es la correspondiente a la

fase líquida, a pesar de la alta solubilidad del amoníaco. Aunque determinó también que es necesario tener en cuenta la resistencia en la fase vapor.

Garrabrant y Christensen (1997) [14] analizaron teórica y experimentalmente un absorbedor patentado por Christensen *et al.* (1998) [6]. Las concentraciones de la solución fuerte variaban entre 0.13 y 0.41 y estaba en condiciones de saturación a la salida del absorbedor. El modelo que utilizaron se basaba en la metodología de Colburn y Drew.

Kang *et al.* (2000) [18] compararon analíticamente el modo de absorción de película descendente y el de tipo burbuja. Determinaron que el de tipo burbuja puede alcanzar una eficiencia de transferencia de masa significativamente mayor al de película descendente, debido a que el área de transferencia es mayor. Los resultados presentados se correspondían con una concentración de amoníaco de 0.987, una solución diluida de 0.279 y una presión en el absorbedor de 557 kPa.

Chen y Christensen (2000) [4] desarrollaron un modelo matemático para evaluar de forma simultánea los fenómenos de transferencia de masa y calor, descomponiendo el proceso de absorción en dos procesos básicos: subenfriamiento de la solución y refrigeración de la pared del absorbedor (de tipo película descendente). Mostraron que en el primero, la tasa de absorción de masa decrece en la dirección del flujo, ya que este aumenta su temperatura (en ausencia de refrigeración externa), mientras que en el proceso de refrigeración continua, la tasa de absorción crece de forma asintótica en la dirección del flujo. Además, concluyeron que el subenfriamiento afecta negativamente a los coeficientes de transferencia de masa y calor.

Existen multitud de estudios donde se analiza analítica y experimentalmente el proceso de absorción, tanto para el amoníaco-agua como para el agua-bromuro de litio. Sin embargo, el número de trabajos donde se evalúa un sistema completo es menor.

Koehler *et al.* (1997) [19] diseñaron, construyeron y evaluaron un prototipo de sistema de refrigeración por absorción para un camión. El modelo del ciclo desarrollado fue validado con datos experimentales. El estudio fue realizado para distintas condiciones de operación del camión; conducción en ciudad, en montaña y en carreteras llanas. El prototipo mostró un COP de 27 %, aunque el modelo predecía una posible mejora. Los resultados indicaron que el sistema suponía una alternativa interesante en trayectos largos por carreteras llanas.

Qin *et al.* (2007) [32] desarrollaron un sistema de aire acondicionado para automóviles activado por los gases de escape. Utilizaron una nueva pareja de hidruros metálicos como fluidos de trabajo. Los resultados mostraron que el aumento de la temperatura de la fuente de calor provocaba un incremento en la potencia de refrigeración y en el rendimiento del sistema, al mismo tiempo que descendía la temperatura mínima de refrigeración. Sin embargo, una mejora en la tecnología de transferencia de calor seguía siendo necesaria.

Otros estudios de unidades de absorción para el sistema de aire acondicionado en automóviles [42, 25], obtuvieron resultados positivos, generando potencias de refrigeración comprendidas entre 18.4 W a 10 kW y rendimientos de 4.9-80 %.

Sin embargo, ninguno de los trabajos mencionados evalúa la viabilidad de un sistema de absorción dedicado a reducir la temperatura en la línea de la admisión, y sus efectos en el rendimiento del motor. En 2015, Zegenhagen y Ziegler [43] demostraron que usando un sistema de refrigeración de eyección en un motor gasolina sobrealimentado, era posible reducir la temperatura del aire de entrada al motor en un rango de 270.8 K a 284.8 K. Aunque el rendimiento del sistema no superó el 26 %, el calor de los gases de escape era suficiente para generar una potencia de refrigeración de 5.3 kW. Concluyeron que el aumento del consumo debido al volumen y masa del sistema era bajo, y que el incremento en la eficiencia del motor hacían viable el sistema.

En 2016, R. Novella *et al.* [26] analizaron termodinámicamente un ciclo de absorción de amoníaco-agua para enfriar el aire de la admisión en un motor diesel turbosobrealimentado de 1.6l. Los resultados obtenidos demostraron que el calor residual contenido en los gases de escape era suficiente en cualquier punto del mapa del motor. También determinaron los rangos admisibles de los parámetros relevantes del ciclo. Adicionalmente, evaluaron teórica y experimentalmente el impacto de la reducción de la temperatura de entrada, confirmando el beneficio significativo en la reducción de las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes de la cámara de combustión y en el rendimiento volumétrico. En cuanto al efecto en la contaminación, la reducción de emisiones NO_x fue importante. Sin embargo, las emisiones de CO aumentaron y los hidrocarburos no quemados apenas variaron.

Capítulo 3

Modelo matemático del sistema

3.1 Introducción

Este capítulo presenta el modelo matemático del sistema. En primer lugar, se expone el esquema del ciclo de absorción seleccionado. Se definen las hipótesis asumidas, las condiciones de contorno, los grados de libertad y los parámetros de los distintos componentes, necesarios para la resolución del ciclo. Seguidamente, se desarrolla la metodología utilizada para su resolución numérica mediante MATLAB[®]. Los aspectos relacionados con el modelo matemático utilizado para la obtención de las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo serán brevemente expuestos. Junto al método numérico, se presenta la herramienta implementada para la optimización del ciclo, constituida por el programa comercial modeFrontier, plataforma de optimización de diseño multidisciplinar desarrollada por ESTECO s.p.a..

El modelo desarrollado es un modelo 0D estacionario, en el que cada elemento es tratado como un elemento adimensional, donde tienen lugar los fenómenos físicos y químicos propios de los componentes comerciales a los que representa. Por ello, sólo se tendrán en cuenta las condiciones a la entrada y salida de cada elemento. Las ecuaciones fundamentales de conservación que gobiernan la mecánica de medios continuos y las propiedades del fluido, definirán el comportamiento del modelo. Además, serán incluidas una serie de condiciones que deberán imponerse para garantizar

el correcto funcionamiento del sistema, resultado del análisis experimental realizado por numerosos autores de la bibliografía.

3.2 Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua

Ciclo termodinámico

El ciclo termodinámico analizado es el representado esquemáticamente en la fig. 3.1. Es un ciclo de absorción básico de una única etapa, compuesto por un generador, una columna de rectificación, un condensador, un evaporador, un absorbedor, una bomba y dos dispositivos expansores. Se ha añadido un intercambiador de calor (*SHE*) entre ambas soluciones, débil y fuerte, para mejorar el rendimiento del ciclo y disminuir el calor disipado en el absorbedor, cediendo parte del calor contenido en la solución diluida procedente del generador a la solución concentrada resultado del proceso de absorción. El uso de un prerrefrigerador del fluido refrigerante antes del evaporador es usualmente utilizado, permitiendo reducir el caudal del fluido refrigerante. Para disminuir la complejidad y el volumen del sistema, se ha prescindido de este.

La pareja de fluidos de trabajo seleccionada es amoníaco-agua, habitual en este tipo de aplicaciones ya que el bajo punto de fusión del amoníaco permite operar a temperaturas inferiores a 0°C. Además, es altamente estable en un amplio intervalo de temperaturas [27]. Sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, la utilización de esta mezcla obliga a realizar un proceso de rectificación para lograr purificar el vapor de amoníaco, debido a la escasa volatilidad relativa entre ambos fluidos [10, 41]. Este tratamiento adicional afecta negativamente al rendimiento del ciclo, así como, al volumen y a la masa del sistema.

Otra de las consideraciones que debe ser tenida en cuenta es la temperatura de referencia. La cesión de calor en el condensador y en el absorbedor deben hacerse al entorno, por lo que la temperatura mínima a lo largo del proceso de transferencia de calor en ambos componentes debe ser superior

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoniaco-agua

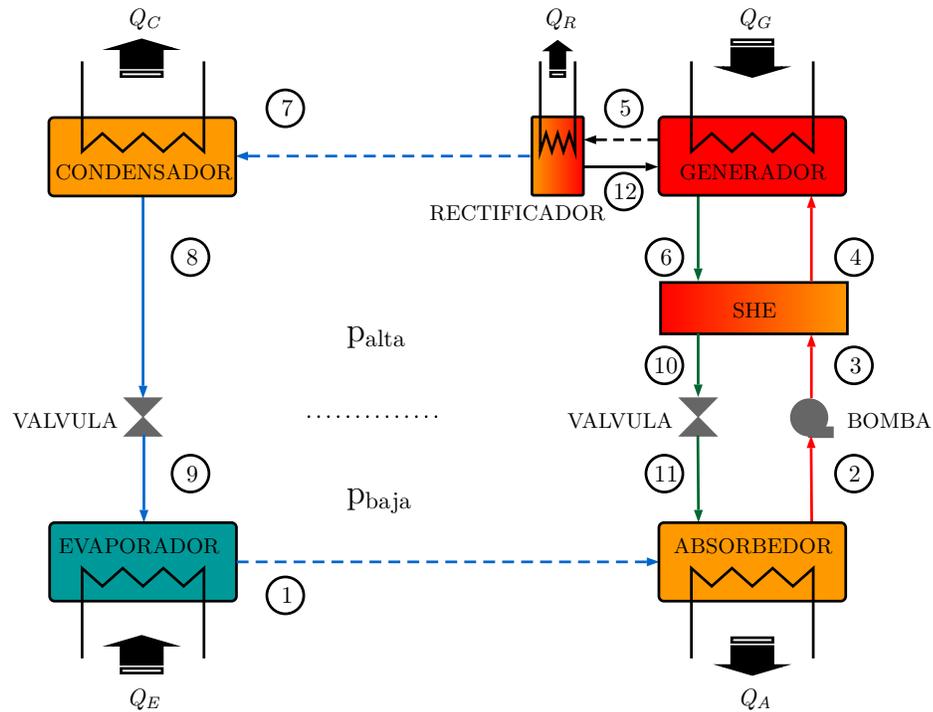


Figura 3.1: Diagrama esquemático del ciclo de absorción. Las líneas a trazos representan el fluido en estado vapor y las líneas continuas en estado líquido. *Fuente: Autor.*

a la de referencia, verificándose el *pinch point*¹. En ambos elementos, la temperatura mínima se sitúa a la salida. En el caso del absorbedor, se asume un modelo de disipación del calor producido en el proceso exotérmico proporcional a la tasa de absorción [40]. Esta temperatura debe ser igual o inferior a la de saturación, para evitar que el vapor dañe la bomba o el dispositivo expansor.

¹El análisis *pinch point* es una extensión del segundo principio de la termodinámica para la gestión energética de los procesos de intercambio de calor [23]. Surgió en la década de los años 80-90, y su aplicación es fundamentalmente gráfica. Define la diferencia de temperatura mínima entre la corriente caliente y la corriente fría para que el proceso de transferencia de calor sea en el sentido adecuado.

Hipótesis del modelo teórico

El elevado número de variables implicadas y la naturaleza no lineal de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del sistema, así como, la complejidad intrínseca del proceso de absorción, exigen introducir ciertas hipótesis simplificadoras con el objetivo de reducir el coste computacional del modelo sin penalizar la coherencia del análisis. Los trabajos recogidos en la bibliografía discrepan ligeramente en la elección de ciertas hipótesis, en especial, en la selección de los puntos con condiciones de saturación.

Las hipótesis asumidas en el presente estudio son:

1. El sistema opera en régimen estacionario.
2. Se desprecian las pérdidas térmicas y de presión a través de los diferentes componentes y conductos.
3. Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial en los distintos procesos.
4. Equilibrio termodinámico en la interfaz líquido-gas.
5. Condiciones de saturación a la salida del absorbedor, del generador, del rectificador y del condensador.
6. Condiciones de funcionamiento ideales en las válvulas de expansión (válvulas isoentálpicas).
7. El rendimiento isentrópico de la bomba es 85 %.
8. La efectividad térmica del intercambiador de calor de las soluciones (*SHE*) es 70 % ².
9. Se asume un *pinch point* de 10°C en todos los componentes [22].
10. Intercambio de calor con el entorno en el condensador y en el absorbedor.

²El valor de la efectividad de un intercambiador de calor es función del tipo de tecnología utilizada (flujos paralelos, flujos opuestos, etc.), de la complejidad y dimensión del mismo (número de unidades de transferencia, *NTU*) y del ratio entre los calores específicos de los fluidos implicados [17]. El valor asumido en el presente documento es común en componentes para aplicaciones similares.

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoniaco-agua

11. Se asume un proceso de absorción completo.
12. La temperatura de referencia es de 35°C ³ (308.15 K) y la presión de referencia es de 1.013 bar (101.3 kPa).

Aún siendo coherentes con datos experimentales, estas premisas limitan la validez de los resultados obtenidos. A pesar de ello, el comportamiento del sistema no se verá comprometido y el análisis realizado predirá las tendencias del mismo.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno impuestas se corresponden con un punto de operación del motor seleccionado. Estas condiciones han sido extraídas del banco de ensayos. Tanto las especificaciones técnicas del motor como las características del punto elegido para el análisis son resumidas en las tablas 3.1 y 3.2.

MOTOR	
Tipología	vehículo de pasajeros
Configuración	4 cilindros en línea
Cilindrada	1499 cm ³
Turbocompresor	con intercooler
Tipo de combustible	Diesel
Sistema de alimentación	inyección directa common-rail
Potencia máxima (en banco)	81,75 kW (110 CV) @ 3500 rpm
Torque máximo (en banco)	289,6 Nm @ 1500 rpm

Tabla 3.1: Ficha técnica del motor.

De los datos presentados en la Tabla 3.2, las condiciones de contorno fijadas en la resolución del ciclo son el gasto de aire \dot{m}_{aire} , y la temperatura a la salida del *intercooler* $T_{o,i}$. Además, es necesario definir el valor de la capacidad térmica específica a presión constante del aire en las condiciones de entrada $c_{p,\text{aire}}$, y la temperatura objetivo a la que se pretende enfriar el

³La temperatura de referencia estándar es 25°C . En el presente estudio se ha incrementado a 35°C para garantizar la disipación del calor al ambiente en condiciones extremas.

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

aire de entrada T_{obj} . Estas condiciones definen la potencia refrigeradora necesaria en el sistema, dada por la ecuación 3.1.

$$\dot{Q}_E = m_{adm} c_{p,aire} (T_{o,i} - T_{obj}) \quad (3.1)$$

PUNTO DE ESTUDIO	
Régimen	2000 rpm
Carga	50 %
Potencia	31,83 kW
Torque	151,8 Nm
\dot{m}_{aire}	150,65 kg/h
Temp. salida intercooler	40,54°C
\dot{m}_{escape}	157,36 kg/h
Temp. salida FAP	416.94°C

Tabla 3.2: Punto de estudio.

Grados de libertad

Según el esquema de resolución propuesto, el número de variables independientes del modelo es cinco. Estos cinco parámetros son suficientes para resolver el ciclo termodinámico presentado, permitiendo determinar las condiciones y los flujos de calor en todos los componentes. Para su definición, se ha recurrido a un análisis de optimización mediante un algoritmo genético que posteriormente será expuesto. Las variables independientes seleccionadas son:

- Presión alta, p_h [kPa].
- Presión baja, p_l [kPa].
- Concentración de refrigerante (amoníaco), x_r [-] (líneas color azul figura 3.1).
- Concentración de solución diluida o débil, x_w [-] (líneas color verde figura 3.1).

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua

- Concentración de solución concentrada o fuerte, x_s [-] (líneas color rojo figura 3.1).

Algunos autores de modelos analíticos [26] optaron por definir las temperaturas de operación de los distintos elementos, lo que les permitió disminuir el número de grados de libertad del sistema. En este estudio se pretende localizar las condiciones óptimas de funcionamiento, así como las tendencias de las variables involucradas. Por ello, se ha decidido disminuir el número parámetros impuestos.

Método de resolución

La figura 3.7 muestra esquemáticamente el proceso de resolución del modelo teórico. Para la obtención de las propiedades del fluido en cada uno de los puntos considerados, se ha recurrido a un modelo semiempírico desarrollado por Alexander S. Rattner (2015) [33], implementado en MATLAB® en forma de librerías. En este, es necesario especificar tres variables de entrada, correspondientes a tres propiedades del fluido (temperatura, presión, concentración de soluto, título de vapor y entalpía). De este modo, es posible obtener el resto de propiedades del fluido en cada uno de los estados termodinámicos (Tabla 3.3). Adicionalmente, y en aplicación de las hipótesis citadas, se establecen ciertas relaciones mediante las ecuaciones correspondientes.

En el proceso de separación del refrigerante se verifica el equilibrio térmico entre los dos estados, vapor y líquido, representado por las ecuaciones 3.2 y 3.3. Los subíndices de las ecuaciones se corresponden con la numeración de los puntos de la figura 3.1.

$$T_5 - T_6 = 0 \quad (3.2)$$

$$T_7 - T_{12} = 0 \quad (3.3)$$

Las expresiones 3.4 y 3.5 modelan el comportamiento isoentálpico de los elementos de expansión (hipótesis 5). Esta simplificación idealiza el proceso de expansión, resultado de considerarlo adiabático y sin variación de energía cinética y potencial (primer principio de la termodinámica). La consecuencia directa de la caída de presión producida es la reducción de la temperatura por el efecto Joule-Thomson. Este efecto es de mayor magnitud cuanto menor es la temperatura del estado inicial, por lo que

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Relaciones de las propiedades
$T_1, h_1, s_1 = f(p_l, x_r, q_1)$
$T_2, h_2, s_2 = f(p_l, x_s, q_2)$
$T_3, s_3 = f(p_h, x_s, h_3)$
$T_4, s_4 = f(p_h, x_s, h_4)$
$h_5, x_5 = f(T_5, p_h, q_5)$
$T_6, h_6, s_6 = f(p_h, x_w, q_6)$
$T_7, h_7, s_7 = f(p_h, x_r, q_7)$
$T_8, h_8, s_8 = f(p_h, x_r, q_8)$
$T_9, s_9 = f(p_l, x_r, h_9)$
$h_{10}, s_{10} = f(T_{10}, p_h, x_w)$
$T_{11}, s_{11} = f(p_l, x_w, h_{11})$
$h_{12}, x_{12} = f(T_{12}, p_h, q_{12})$

Tabla 3.3: Relaciones de las propiedades de los fluidos.

el uso de un prerrefrigerador incrementa la caída de temperatura en el proceso de expansión, mejorando las prestaciones del sistema.

$$h_8 - h_9 = 0 \quad (3.4)$$

$$h_{10} - h_{11} = 0 \quad (3.5)$$

El funcionamiento de la bomba que impulsa la disolución concentrada es modelado mediante la definición de su rendimiento isentrópico, dado por la expresión 3.6.

$$\eta_p = \frac{W_{p,ideal}}{W_p} \quad (3.6)$$

siendo

$$W_{p,ideal} = \dot{m}_s(h_{3'} - h_2) \quad (3.7)$$

$$W_p = \dot{m}_s(h_3 - h_2) \quad (3.8)$$

El funcionamiento del intercambiador de calor (*SHE*) es aproximado en términos de su efectividad térmica (método *NTU* [17]). Despreciando las pérdidas de calor con el entorno y los cambios de energía cinética y potencial; asumiendo constantes los coeficientes de calor específicos; y

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua

sabiendo que no existe cambio de estado en los fluidos, el flujo de calor intercambiado entre ambas corrientes puede ser expresado según 3.9 y 3.10.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

Los subíndices h y c representan la corriente caliente y la corriente fría, respectivamente, y los subíndices i y o los puntos de entrada y salida, respectivamente.

La efectividad o eficacia ε , se define como la relación entre la tasa de calor transferido y la tasa máxima de calor que es posible transferir:

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} \quad (3.11)$$

La máxima tasa de transferencia de calor posible, en un intercambiador de flujos opuestos, se define como:

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} \Delta T_{\text{máx}} \quad (3.12)$$

donde

$$\begin{aligned} C_c < C_h : \quad C_{\text{mín}} &= C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \\ C_h < C_c : \quad C_{\text{mín}} &= C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \end{aligned} \quad (3.13)$$

y

$$\Delta T_{\text{máx}} = (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.14)$$

De las ecuaciones 3.11 – 3.14 se deduce la expresión de la efectividad térmica del intercambiador de calor:

$$\varepsilon_{SHE} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\text{mín}} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\text{mín}} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.15)$$

Por último, se aplican los principios fundamentales de conservación que gobiernan la mecánica de medios continuos. Estableciendo el balance másico en el generador o en el absorbedor y en el rectificador se obtienen los distintos caudales (refrigerante, reflujo, solución débil y solución

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

Elemento	Relaciones másicas
Absorbedor	$\dot{m}_r + \dot{m}_w = \dot{m}_s, \quad x_r \dot{m}_r + x_w \dot{m}_w = x_s \dot{m}_s$
Generador	$\dot{m}_s + \dot{m}_{12} = \dot{m}_5 + \dot{m}_w, \quad x_s \dot{m}_s + x_{12} \dot{m}_{12} = x_5 \dot{m}_5 + x_w \dot{m}_w$
Rectificador	$\dot{m}_5 = \dot{m}_r + \dot{m}_{12}, \quad x_5 \dot{m}_5 = x_r \dot{m}_r + x_{12} \dot{m}_{12}$

Tabla 3.4: Relaciones másicas para los componentes del ciclo de absorción.

Elemento	Relaciones energéticas
Absorbedor	$\dot{Q}_A = \dot{m}_r h_1 + \dot{m}_w h_{11} - \dot{m}_s h_2$
SHE	$\dot{m}_w h_6 + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_w h_{10} + \dot{m}_s h_4$
Generador	$\dot{Q}_G = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_w h_6 - \dot{m}_s h_4 - \dot{m}_{12} h_{12}$
Rectificador	$\dot{Q}_R = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_r h_1$
Condensador	$\dot{Q}_C = \dot{m}_r (h_7 - h_8)$
Evaporador	$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_9)$

Tabla 3.5: Relaciones energéticas para los componentes del ciclo de absorción.

concentrada). Los flujos de calor intercambiados en cada componente son calculados mediante balances energéticos. Estas relaciones son representadas por las ecuaciones de las tablas 3.4 y 3.5.

Es necesario mencionar que los elementos de intercambio de calor incluidos en el presente análisis han sido modelados según la tecnología actual, adoptando por este motivo, las limitaciones impuestas por ellos. En este estudio, se ha considerado el uso de intercambiadores de tipo flujo opuesto o *counterflow*. En beneficio de la complejidad del modelo teórico, se ha seleccionado un único parámetro limitante clave en este tipo de componentes, la temperatura *pinch point*. Como ya se ha mencionado, este concepto surge como extensión del segundo principio de la termodinámica y con él se evalúa energéticamente el proceso de intercambio de calor. La definición de un valor de mínima diferencia de temperatura entre los dos flujos de un intercambiador de calor garantiza el adecuado funcionamiento del mismo, evitando así intercambiadores de gran dimensión. Sin embargo, el aspecto más importante de la temperatura *pinch point* es su localización. Algunos autores afirman que el punto de mínima diferencia de temperatura entre

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoniaco-agua

ambas corrientes suele estar localizado en la zona fría del intercambiador [7, 15]. Siguiendo este criterio, se impone como condición la necesidad de satisfacer el *pinch point* en el extremo frío de cada componente, con especial atención en el condensador, en el evaporador y en el absorbedor. Sin embargo, para verificar esta condición, se ha realizado un análisis de la evolución de la temperatura a lo largo de cada elemento del sistema.

La figura 3.4 muestra los diagramas T-H del condensador, del evaporador y del absorbedor en dos condiciones de funcionamiento diferentes; en condiciones óptimas (figuras de la izquierda) y en condiciones tales que su COP es la mitad del $COP_{m\acute{a}x}$ (figuras de la derecha). Los puntos identificados con marcadores se corresponden con los puntos de mínima diferencia de temperatura. De su análisis, existen dos aspectos que deben ser señalados:

- El *pinch point* está localizado en la zona fría de los componentes, excepto en el caso del evaporador en condiciones óptimas, que se sitúa en el extremo caliente, y en el caso del condensador, ligeramente desplazado hacia el interior. Sin embargo, en ambos casos, la diferencia entre estos puntos y el extremo frío evaluado es inferior a $1^{\circ}C$.
- El punto de funcionamiento de mayor eficiencia ($COP_{m\acute{a}x}$) del sistema global, se corresponde con condiciones en cada uno de los componentes tales que la diferencia de temperatura entre ambas corrientes es la más reducida posible, limitada por la temperatura *pinch point* impuesta. Se deduce por tanto, que el análisis *pinch point* permite optimizar los procesos de transferencia de calor.

Librerías con las propiedades de los fluidos

Las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco-agua han sido obtenidas mediante la rutina implementada por Alexander S. Rattner. En su trabajo [33] muestra los fundamentos y la metodología seguida en su desarrollo, además del ahorro computacional con respecto a otros programas utilizados para propósitos similares. Como ventaja adicional, este programa ha sido adaptado para ser soportado por MATLAB[®] y Simulink[®].

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

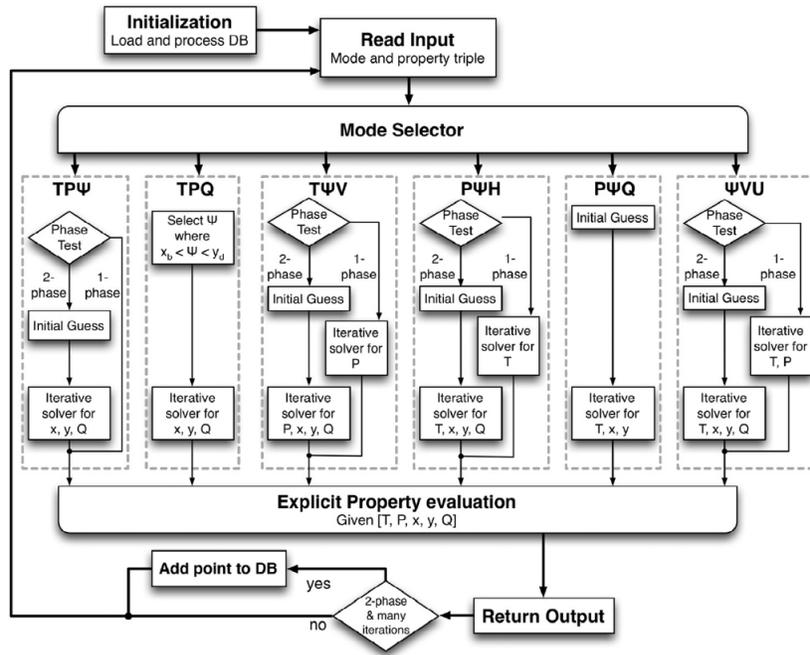


Figura 3.2: Estructura del programa de evaluación de las propiedades de la mezcla amoníaco-agua. La letra Ψ representa la concentración de refrigerante en estado vapor o en estado líquido. Fuente: [33].

Estas rutinas están basadas en la formulación de las ecuaciones de estado empíricas realizada por Ziegler y Trepp (1984) [45], versión extendida de la primera formulación propuesta por Schulz (1972). En esta se desarrolla una relación fundamental para la energía libre de Gibbs, usando cuatro ecuaciones empíricas de estado para las fases de vapor y líquido de los componentes puros que forman la mezcla, apoyándose en el modelo de mezcla de Redlich y Kister (1948) [34]. El equilibrio vapor-líquido es obtenido igualando los potenciales químicos de los componentes líquidos y gaseosos.

Esta formulación ha sido seleccionada ya que ha sido validada para condiciones representativas en aplicaciones de sistemas de absorción ($230 \leq T \leq 500$ K y $20 \leq P \leq 5000$ kPa), además de ser termodinámicamente consistente y computacionalmente menos compleja.

3.2. Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua

Entre las numerosas estrategias que incluye para mejorar la estabilidad numérica y la velocidad de cálculo, destaca el uso de correlaciones explícitas para las superficies de rocío y de burbuja. El empleo de estas correlaciones para las condiciones de saturación permite disminuir el tiempo de cálculo hasta un factor de cinco, dependiendo del modo de entrada seleccionado, utilizándolas para evaluar valores iniciales de la solución iterativa. La figura 3.2 muestra la estructura esquemática del programa.

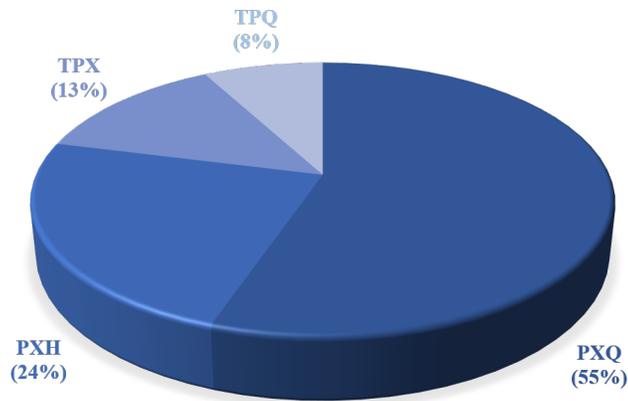
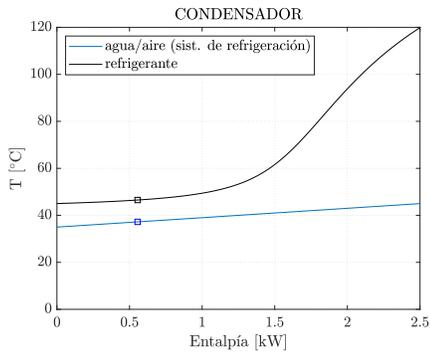


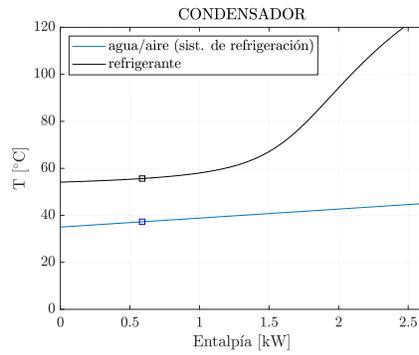
Figura 3.3: Distribución de los modos de entrada del modelo. *Fuente: Autor.*

En el modelo que se presenta, la resolución del ciclo implica un total de 38 entradas en las librerías de las propiedades de los fluidos. La distribución de estas entradas es la mostrada en la figura 3.3. Más de la mitad de las entradas se realizan a través de los valores de la presión, la concentración de refrigerante y el título de vapor. Como muestra el estudio [33], el modo de entrada PXQ es el más costoso en términos de tiempo de procesado. No obstante, el acceso a las librerías por parte de MATLAB® y el algoritmo genético es ágil y por lo tanto no hay un impacto muy negativo sobre el tiempo de cálculo.

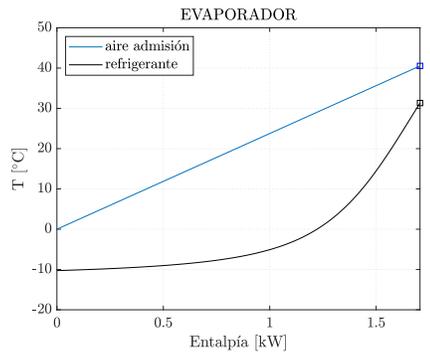
3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA



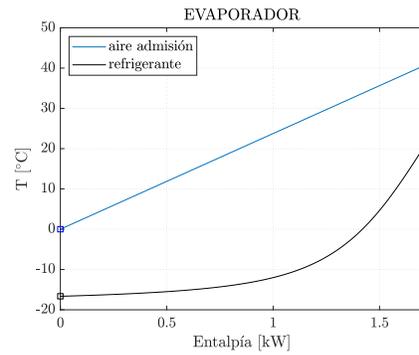
(a) Punto de funcionamiento COP_{máx.}.
($\Delta T_{\text{mín}} = 9,3^{\circ}\text{C}$)



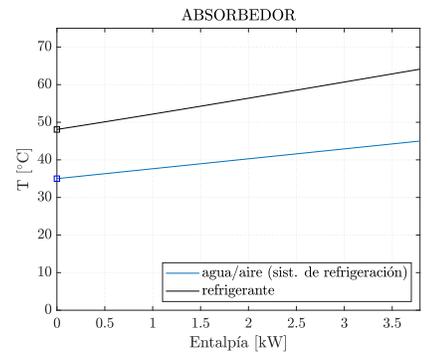
(b) Punto de funcionamiento 50%
COP_{máx.}. ($\Delta T_{\text{mín}} = 18,41^{\circ}\text{C}$)



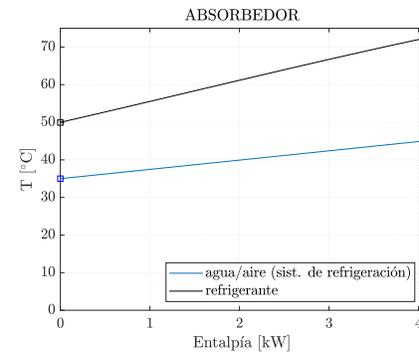
(c) Punto de funcionamiento COP_{máx.}.
($\Delta T_{\text{mín}} = 9,22^{\circ}\text{C}$)



(d) Punto de funcionamiento 50%
COP_{máx.}. ($\Delta T_{\text{mín}} = 16,65^{\circ}\text{C}$)



(e) Punto de funcionamiento COP_{máx.}.
($\Delta T_{\text{mín}} = 13,07^{\circ}\text{C}$)



(f) Punto de funcionamiento 50%
COP_{máx.}. ($\Delta T_{\text{mín}} = 14,92^{\circ}\text{C}$)

Figura 3.4: Diagramas T – H de los elementos principales del ciclo de absorción. Fuente: Autor.

3.3 Optimización del ciclo mediante algoritmos genéticos

Introducción

El elevado número de grados de libertad involucrados en el presente estudio impide la realización de un análisis paramétrico común. Por ello, se ha optado por la utilización de algoritmos genéticos para la búsqueda de las condiciones óptimas de funcionamiento del sistema.

La utilización de esta herramienta presenta dos consecuencias positivas:

- Permite definir fronteras de Pareto ⁴, estableciendo varios objetivos.
- Permite determinar tendencias en el comportamiento de las distintas variables, haciendo posible establecer patrones de funcionamiento.

Existen numerosos métodos de solución multiobjetivo. Según la técnica utilizada, pueden ser clasificados en dos tipos: métodos de generación de conjunto de soluciones y algoritmos de aproximación. En aquellos problemas donde la obtención de una descripción exacta del conjunto de Pareto ⁵ no resulta sencilla, un método iterativo de aproximación puede ser suficientemente preciso. Entre las diversas estrategias que utilizan técnicas de aproximación, los algoritmos evolutivos ⁶ (*MOEA*, *multi-objective evolutionary algorithm*) son los más populares [31]. Atendiendo al número de artículos publicados, el algoritmo genético de clasificación no dominada (NSGA II) y el algoritmo genético multiobjetivo (MOGA) son los más utilizados. La diferencia básica entre ambos es el método de clasificación de los individuos previo a la selección. Además, el algoritmo NSGA no hace uso de parámetros de penalización en el tratamiento de las restricciones, a diferencia del MOGA.

El algoritmo genético seleccionado para este estudio ha sido el MOGA II, implementado en el programa modeFrontier. Ciertas características que

⁴Conjunto de soluciones óptimas (o soluciones no dominadas) en el espacio objetivo [31].

⁵Conjunto de puntos en el espacio de búsqueda que se corresponden con las mejores soluciones al problema de optimización [31].

⁶El primer algoritmo evolutivo para problemas multiobjetivo es el algoritmo genético vector evaluado (VEGA) desarrollado por Schaffer en 1984 [31].

se detallan a continuación y los resultados avalan esta decisión.

Características del algoritmo genético (MOGA II)

Las características básicas del algoritmo genético empleado en este análisis son las siguientes:

- Soporta selección geográfica y cruce direccional.
- Implementa la estrategia de reemplazamiento Elitismo ⁷ para la búsqueda multiobjetivo.
- Impone al usuario definir restricciones, que serán tratadas mediante la penalización de la función objetivo o como un objetivo extra.
- Permite evolución generacional o evolución estacionaria.
- Permite evaluación concurrente de individuos independientes.

El tratamiento de las restricciones mediante la penalización de la función objetivo hace que este algoritmo sea el más apropiado al problema planteado, fuertemente acotado por las condiciones impuestas.

La configuración de los parámetros del algoritmo es realizada de manera automática por el programa, mejora introducida en la última versión de modeFrontier. Además, los valores no son únicos a lo largo de todas las iteraciones, sino que son modificados para adaptarse a los resultados parciales que se obtienen. La realización de un estudio poco riguroso permitió identificar ciertas tendencias en los principales parámetros del algoritmo para el modelo presentado:

- Probabilidad de cruce direccional: media (50 % aproximadamente).
- Probabilidad de selección: baja (5 % aproximadamente).
- Probabilidad de mutación: alta (80 % aproximadamente).

⁷Estrategia de reemplazamiento en la que el mejor individuo de una población se conserva inalterado en la siguiente generación.

VARIABLES DE ENTRADA

Las variables de entrada se corresponden con los grados de libertad expuestos anteriormente. Los rangos de variación establecidos para cada una de ellas son los presentados en la tabla 3.6. Estos valores han sido definidos teniendo en cuenta los resultados experimentales recogidos en la bibliografía y con la intención de no perturbar la búsqueda de óptimos. El límite superior establecido para la concentración de amoníaco tras el proceso de rectificación x_r , ha sido reducido desde 99 %, definido inicialmente, a 98 %, para asegurar la estabilidad numérica del modelo matemático con el que se han obtenido las propiedades del fluido.

Parámetro	Límite inferior	Límite superior
p_h [kPa]	100	2000
p_l [kPa]	100	1000
x_r [-]	0.8	0.98
x_w [-]	0.1	0.5
x_s [-]	0.1	0.7

Tabla 3.6: Rango de análisis de las variables de entrada.

RESTRICCIONES DEL MODELO

Para garantizar el correcto funcionamiento del ciclo, es necesario definir una serie de restricciones que eviten la obtención de resultados incoherentes o no posibles con la tecnología actual disponible en los componentes que lo forman. Los puntos de operación considerados factibles deben satisfacer las siguientes condiciones:

- La temperatura del refrigerante a la salida del condensador no debe ser inferior a 45°C, para garantizar la disipación de calor al exterior, estableciendo como temperatura de referencia 35°C (*pinch point* en el condensador).
- El refrigerante a la entrada del evaporador no debe superar una temperatura de -10°C, estableciendo como temperatura objetivo (T_{obj}) del aire de admisión 0°C (*pinch point* entrada evaporador).

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

- En el proceso de enfriamiento del aire de admisión, el refrigerante en estado vapor no debe alcanzar una temperatura superior a 30°C, aproximadamente, dado que la temperatura media con la que el aire de entrada al motor abandona el *intercooler* es de aproximadamente 40°C (*pinch point* salida evaporador).
- La temperatura de la disolución concentrada amoníaco-agua a la salida del absorbedor debe ser igual o superior a 45°C, para garantizar la evacuación al exterior del calor producido en el proceso físico de absorción (*pinch point* salida absorbedor).
- Se debe verificar el *pinch point* en el SHE.
- La temperatura mínima del refrigerante, localizada a la entrada del evaporador, no debe ser inferior a -43.15°C (230 K), para evitar riesgo de cristalización ⁸.

Las restricciones impuestas, relativas a los procesos de intercambio de calor, son evaluadas asumiendo intercambiadores de calor de flujo opuesto (*counterflow heat exchangers*).

De forma general, las restricciones del modelo teórico del ciclo de absorción presentado se pueden expresar según la tabla 3.7.

Objetivos

El sistema de refrigeración por absorción expuesto pretende contribuir positivamente al desarrollo y evolución que la industria del transporte demanda. Dada su aplicación, el volumen y el peso del sistema son dos aspectos fundamentales que deben dirigir la estrategia de optimización.

El uso de un método de optimización multiobjetivo, como el mencionado MOGA, permite definir diversos objetivos. Sin embargo, su eficacia frente a objetivos fuertemente enfrentados puede ser dudosa. La reducción de los caudales de refrigerante y disoluciones; la reducción del calor disipado en el condensador, absorbedor y rectificador; y la reducción de la potencia consumida por la bomba, permitirían disminuir las dimensiones de las instalaciones del sistema, de las instalaciones auxiliares y de los propios componentes. Por tanto, la minimización de estas variables es el

⁸La temperatura de fusión del amoníaco a presión atmosférica (101.3 kPa) es de -78°C (195.42 K).

3.3. Optimización del ciclo mediante algoritmos genéticos

RESTRICCIONES
$T_8 - T_{ref} \geq PP_{con}$
$T_{obj} - T_9 \geq PP_{ev,in}$
$T_{o,i} - T_1 \geq PP_{ev,out}$
$T_2 - T_{ref} \geq PP_{abs}$
$T_{10} - T_3 \geq PP_{SHE}$
$230K \leq T \leq 500K$

Tabla 3.7: Restricciones del modelo.

objetivo a perseguir. No obstante, este objetivo será sustituido por otro equivalente.

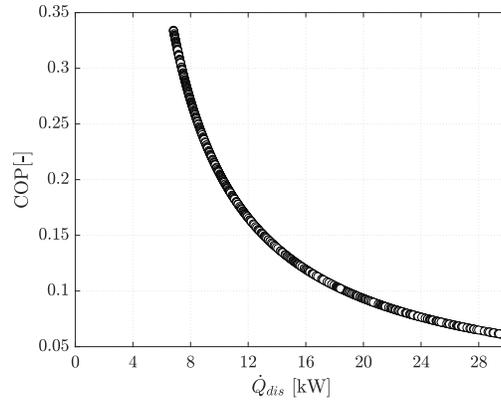


Figura 3.5: Estudio de selección de objetivos. *Fuente: Autor.*

Por otro lado, el rendimiento del sistema (COP, *coefficient of performance*) cuantifica la energía térmica necesaria para obtener la potencia refrigeradora buscada. Esta energía térmica es captada de la fuente residual contenida en los gases de escape del motor, siendo, en el motor analizado, suficiente para reducir la temperatura de admisión a 0°C en cualquier punto del mapa motor. Un mayor valor de este parámetro supone una disminución en la energía requerida de los productos de la combustión. Aunque en este caso la energía disponible no limita la potencia de refrigeración, otras condiciones de contorno u otras aplicaciones podrían obligar

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

a maximizar el aprovechamiento de la fuente de calor.

Definir un número excesivo de objetivos, teniendo en cuenta la dimensión del modelo y el elevado número de variables independientes, puede tener como resultado un análisis con un elevado coste computacional y problemas de convergencia. En consecuencia, se realizó un análisis previo para determinar un único objetivo que permitiera relajar la exigencia del algoritmo genético sin poner en riesgo el objetivo general del estudio. Para ello, se evaluaron las relaciones existentes entre el COP, el calor disipado en el absorbedor (\dot{Q}_A), función del caudal de las soluciones fuerte y débil, el calor total disipado ($\dot{Q}_{dis} = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A + \dot{Q}_R$) y la potencia consumida por la bomba (W_p).

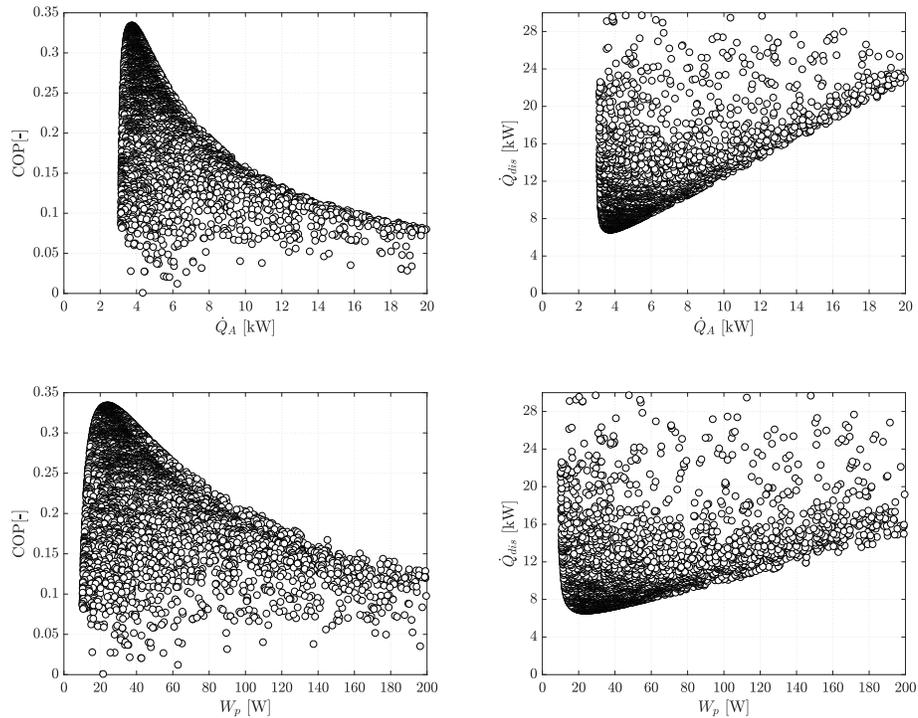


Figura 3.6: Estudio de selección de objetivos. *Fuente: Autor.*

Del análisis realizado se pueden extraer las siguientes conclusiones:

3.3. Optimización del ciclo mediante algoritmos genéticos

- Minimizar el calor total disipado equivale a maximizar el rendimiento del sistema (figura 3.5).
- Minimizar el calor disipado en el absorbedor, es decir, minimizar el caudal de las disoluciones, así como, la potencia consumida por la bomba, implica maximizar el rendimiento del sistema (figura 3.6). Además, de esta manera, se evita el riesgo de obtener resultados inestables, debido a la tendencia asintótica para valores pequeños de las variables mencionadas.

Como resultado, el objetivo seleccionado para el análisis de optimización es el rendimiento del sistema, COP. Al igual que el calor total disipado, es el parámetro de optimización del sistema, y además, es una variable de calidad representativa.

3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA

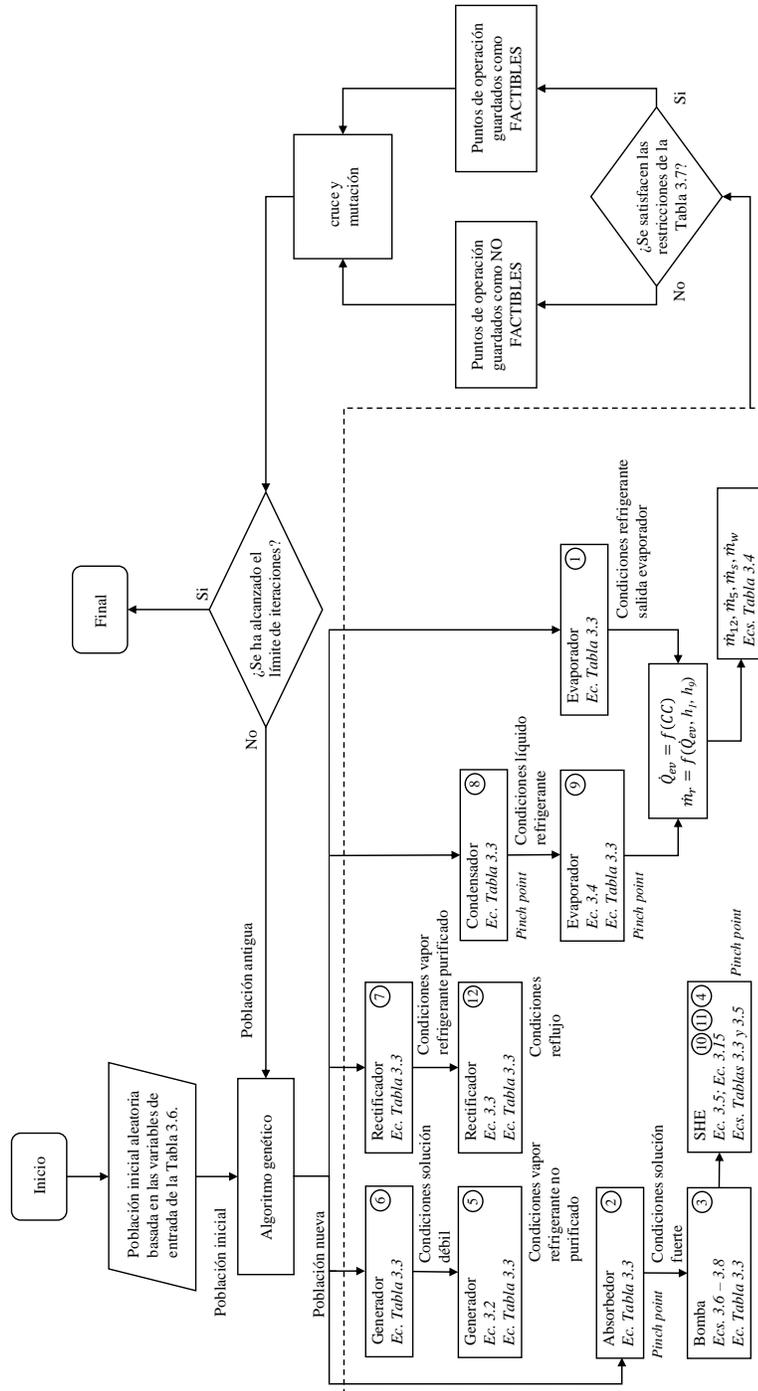


Figura 3.7: Diagrama de flujo del modelo teórico.

Capítulo 4

Resultados

4.1 Introducción

Los resultados obtenidos del análisis del modelo teórico planteado, bajo diferentes condiciones de funcionamiento, son presentados en este capítulo. A pesar de no disponer de datos experimentales obtenidos en condiciones semejantes a las evaluadas, un proceso de validación no muy escrupuloso se ha llevado a cabo, extrayendo los datos de trabajos realizados por otros autores. Tras confirmar la validez del modelo, se exponen los resultados generados en el proceso de optimización. Las relaciones entre las variables más importantes del sistema, así como, las zonas óptimas, son mostradas y analizadas mediante herramientas gráficas. Para finalizar, se realiza un análisis de la influencia de ciertas variables de contorno. Mediante este, se pretende determinar las condiciones de aplicabilidad y las limitaciones del sistema.

Estos resultados están sujetos a ciertas consideraciones. La introducción de simplificaciones e hipótesis limitan el rigor de los mismos. Como ya se ha mencionado, no se han tenido en cuenta los complejos procesos que tienen lugar en la absorción y separación del fluido refrigerante. En ellos no existen reacciones químicas importantes (apenas existen fenómenos de disociación) y por tanto estos procesos se consideran de naturaleza física [39], en los que se produce, simultáneamente, intercambio de masa y de calor. La estimación de estos intercambios es de elevada complejidad y queda fuera del presente estudio, sin embargo, debe estar presente en la mente del lector.

4.2 Validación del modelo usando resultados experimentales de otros autores

Cualquier modelo teórico que pretenda demostrar su validez, debe ser contrastado con resultados experimentales fiables. El procedimiento habitual de validación consiste en reproducir una maqueta semejante al modelo. Los ensayos realizados deben cumplir ciertos criterios para garantizar la veracidad de los resultados, entre ellos, el uso de elementos de precisión tarada, condiciones del ensayo definidas, etc.

Ante la falta de una maqueta experimental, el modelo desarrollado ha sido validado, con ciertas consideraciones, mediante los resultados experimentales reportados en un artículo de la revista científica *International Journal of Refrigeration*. Brice Le Lostec *et al.* [21] realizaron un estudio experimental de un refrigerador por absorción (amoníaco-agua) diseñado para aplicaciones de aire acondicionado solar.

El equipo es un sistema de una única etapa de 10 kW de potencia refrigeradora máxima, con sistemas auxiliares de refrigeración por agua (disolución etilenglicol), con un intercambiador de calor entre disoluciones (SHE) y sin prerrefrigerador del amoníaco antes del evaporador. Consta de una fuente de calor que opera entre 75°C y 85°C y un foco frío que alcanza una temperatura mínima de 16°C. El condensador, el generador y el SHE son intercambiadores de calor de tipo placas de flujo opuesto, y el absorbedor es de tipo película descendente. Las dimensiones del equipo son (Longitud×Ancho×Altura) 0.8×0.6×2.2 m y su masa es 350 kg.

Con los resultados experimentales publicados, se ha evaluado la temperatura en los componentes más importantes (figura 4.1), los flujos de calor intercambiado (figura 4.3) y los caudales de refrigerante y solución concentrada (figura 4.2) requeridos.

En general, el modelo es capaz de predecir el estado termodinámico del sistema, con una tendencia a sobrestimar los valores de temperatura. La diferencia de temperatura entre los resultados analíticos y experimentales en el absorbedor no es despreciable. Como se anticipó en la introducción, en el interior de este se desarrollan complejos procesos de intercambio de calor y de masa, no considerados en el modelo. La diferencia media entre los resultados experimentales y teóricos es de 4°C, alcanzando una discrepancia máxima de 10°C en el absorbedor.

4.2. Validación del modelo usando resultados experimentales de otros autores

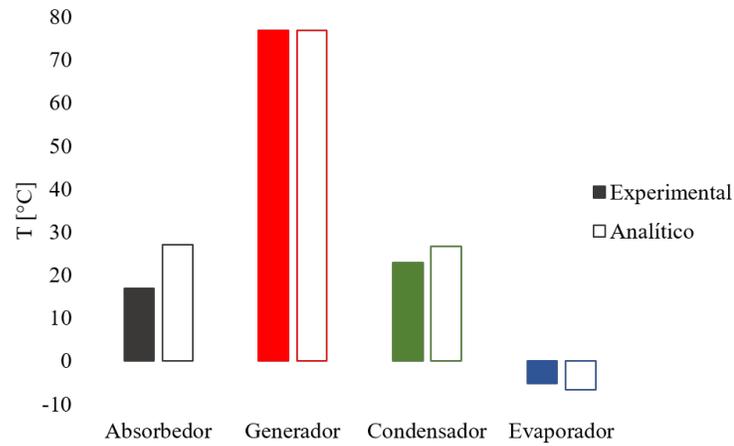


Figura 4.1: Proceso de validación: temperatura en los principales componentes. *Fuente: Autor.*

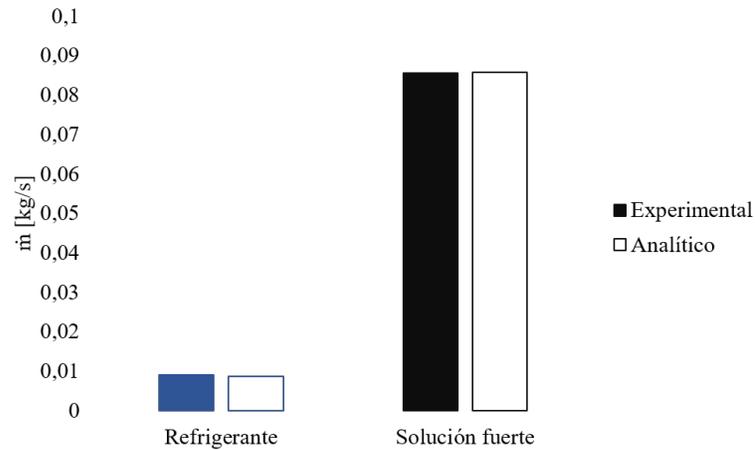


Figura 4.2: Proceso de validación: caudales de refrigerante y disolución concentrada. *Fuente: Autor.*

En la figura 4.2 se analizan los gastos másicos de refrigerante y de disolución concentrada. Numerosos estudios experimentales muestran que la tasa de circulación de solución por unidad de refrigerante generado es de

dos a cinco veces mayor que la obtenida teóricamente [41]. Es decir, para una temperatura y presión dadas en el absorbedor, la solución absorbe menos refrigerante que el estimado teóricamente. Esto se debe al estado de no equilibrio de la solución en el interior del absorbedor.

Dado que en el modelo se asume equilibrio termodinámico en todos los elementos, es necesario introducir un factor de corrección para reducir el error cometido al idealizar el proceso de absorción. Este factor se ha calculado mediante la relación entre el gasto másico de disolución obtenido experimentalmente y el estimado analíticamente. Su valor es de 3.9, verificándose por tanto la conclusión obtenida por P. Srihirin *et al.*. Con este factor, el gasto corregido de refrigerante también se ajusta con precisión al valor experimental.

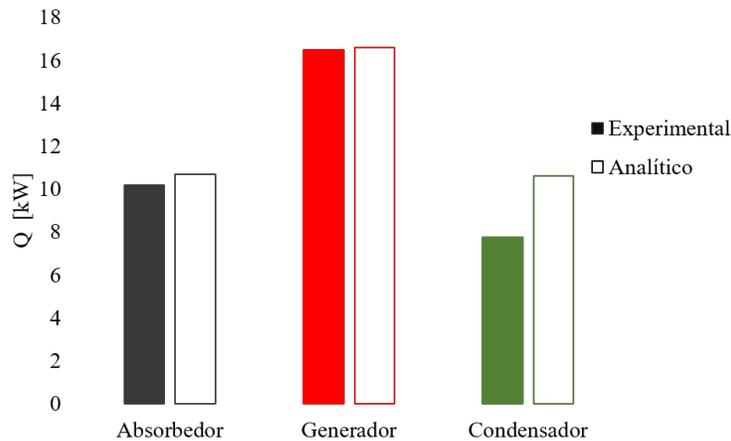


Figura 4.3: Proceso de validación: potencias térmicas en el condensador, absorbedor y generador. *Fuente: Autor.*

Por último, se analizan los flujos de calor intercambiado en el absorbedor, en el generador y en el condensador (figura 4.3). Experimentalmente fueron calculados mediante los flujos secundarios de refrigeración. En contraste, el modelo los determina mediante el balance energético en el elemento correspondiente.

La tasa teórica de calor intercambiado muestra una afinidad aceptable con la hallada experimentalmente, excepto en el condensador. El error

4.3. Resultados teóricos

cometido en la estimación del flujo de entalpía en el absorbedor y en el generador es inferior al 5 %. Sin embargo, el error en el condensador asciende al 37 %, existiendo una diferencia entre el flujo de calor experimental y el analítico de 2.87 kW. Esta discrepancia puede ser debida en parte a las pérdidas térmicas no consideradas en el modelo. Según datos del ensayo, las pérdidas térmicas en el absorbedor y en el condensador (no aislados) representan aproximadamente un 9 % de la energía global (evaporador, generador y bomba).

La energía consumida por la bomba es de 402 W, dando como resultado un COP del 15 %. Los resultados obtenidos con el modelo subestiman ligeramente ambos valores, prediciendo un consumo de la bomba de 391 W y un rendimiento del sistema del 14.7 %.

4.3 Resultados teóricos

Para alcanzar el objetivo general del estudio, obtener las condiciones óptimas de funcionamiento de un sistema como el presentado, es necesario determinar, justificadamente, el valor de los grados de libertad en ese punto de máxima eficiencia. Como se expuso en capítulos anteriores, el modelo consta de cinco grados de libertad (presión alta, presión baja, concentración de amoníaco, concentración de disolución débil y concentración de disolución fuerte) y un conjunto de hipótesis y parámetros adicionales. Entre ellos, se encuentra la cantidad de vapor de amoníaco tras el proceso de enfriamiento producido en el evaporador. Este parámetro, título de vapor a la salida del evaporador q_1 , caracteriza el funcionamiento del sistema. Un reducido valor del mismo es provocado por la presencia de agua en la línea de refrigerante, consecuencia de un precario proceso de purificación. Como resultado, el sistema producirá una menor potencia refrigeradora.

La mayoría de los estudios teóricos realizados con refrigeradores por absorción, incluyen el estado de saturación a la salida del evaporador como una de las hipótesis. En el presente análisis, q_1 es definido con un valor fijo, pero distinto de la unidad (situación de vapor saturado). Este valor es extraído de un análisis previo al proceso de optimización.

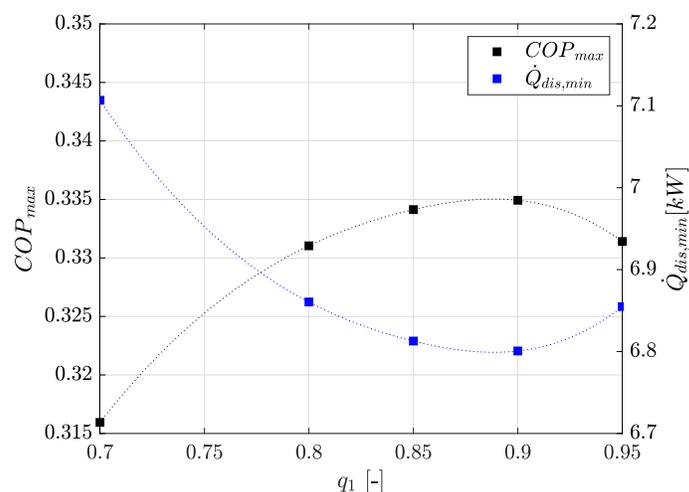


Figura 4.4: Influencia de la evaporación parcial del refrigerante en el COP y en el calor total disipado ($\dot{Q}_{dis} = \dot{Q}_C + \dot{Q}_A + \dot{Q}_R$) óptimos. *Fuente: Autor.*

Influencia de la evaporación parcial del refrigerante

Bajo las condiciones de contorno presentadas, se ha evaluado la influencia de la evaporación parcial que tiene lugar en el evaporador, consecuencia de una concentración de amoníaco insuficiente.

Las figuras 4.4 y 4.5 muestran este efecto para distintos valores de título de vapor de amoníaco a la salida del evaporador. Aunque su influencia pueda parecer poco importante, ya que la variación máxima en el COP o en el calor disipado total es de un 5% aproximadamente, la influencia que produce en el caudal de refrigerante (\dot{m}_r) es considerable, llegando a oscilar un 19%.

La influencia en el estado térmico del sistema es despreciable, produciéndose una desviación máxima de 2°C (salida absorbedor). La tabla 4.1 muestra la temperatura media de operación en cada elemento.

Además de las consecuencias termodinámicas analizadas, la presencia de agua en el flujo refrigerante puede provocar problemas en el dispositivo de expansión o en el propio evaporador, ya que las temperaturas de operación de estos elementos son inferiores a 0°C, y por lo tanto, pueden formarse sedimentos de hielo.

4.3. Resultados teóricos

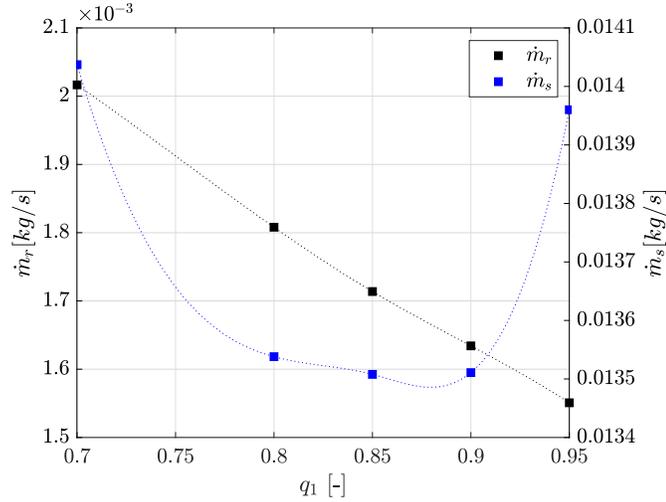


Figura 4.5: Influencia de la evaporación parcial del refrigerante en los gastos másicos óptimos. *Fuente: Autor.*

Del análisis se concluye que el 90 % del amoníaco debe ser evaporado tras su paso por el evaporador.

Influencia de los grados de libertad

Definido el valor óptimo de título de vapor a la salida del evaporador, se realiza el proceso de optimización para determinar las cinco variables independientes en el punto de funcionamiento de mejores prestaciones.

De todos los casos evaluados, incluidos en el intervalo de variación de-

Elemento	T [°C]
Absorbedor (2)	47
Generador (6)	135
Condensador (8)	45
Evaporador (9)	-10
Ev. salida (1)	30

Tabla 4.1: Temperatura media en cada elemento.

finido para cada grado de libertad, se han obtenido 18797 soluciones factibles. La figura 4.6 muestra los resultados de cada una de las variables independientes.

En general se pueden distinguir claras tendencias entre cada variable y el rendimiento del sistema. De ellas, se pueden destacar ciertos aspectos:

- La presión alta presenta un límite inferior en 1600 kPa, próximo al cual se encuentra el punto óptimo.
- La presión baja presenta un límite superior en 260 kPa, próximo al cual se encuentra el punto óptimo.
- La concentración de amoníaco varía en un intervalo estrecho, desde el 90 % al 100 %, aproximadamente. El límite de 98 % ha sido impuesto, motivado por problemas de estabilidad en el modelo matemático utilizado para la obtención de las propiedades del fluido. No obstante, alcanzar concentraciones superiores al 98 % en un proceso real incrementa sustancialmente el coste y volumen del equipo.
- La concentración fuerte presenta un límite superior en el 35 %, donde se localiza el punto óptimo. Además, mantiene una relación lineal con el COP del sistema. Este efecto confirma la declaración de que el absorbedor es el componente crítico en cualquier sistema de refrigeración por absorción [2]. Es decir, el rendimiento del sistema está íntimamente vinculado con el proceso de absorción y en consecuencia, con la concentración de la disolución resultante.
- La concentración débil presenta una relación polinómica con el rendimiento del sistema, variando entre el 10 % y el 35 %. El punto óptimo se localiza en una concentración del 27 %, aproximadamente.

Las fronteras mencionadas surgen de las restricciones impuestas en el proceso de optimización, relativas a las temperaturas limitantes.

La tabla 4.2 presenta el intervalo de variación de la temperatura en los principales componentes a lo largo del análisis realizado. Ciertos límites han sido impuestos indirectamente al definir las restricciones que se deben verificar en relación a la diferencia mínima de temperatura (*pinch point*) necesaria para el adecuado intercambio de calor en los dispositivos.

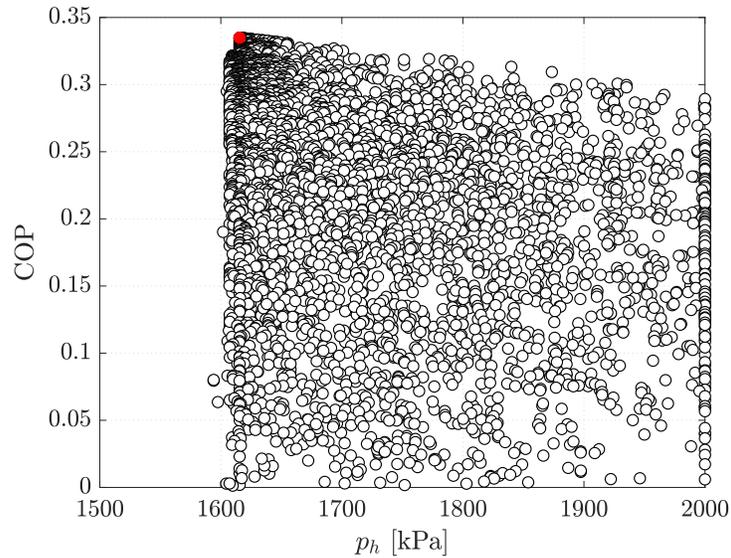
También se muestra el estado térmico del sistema en el punto de mayor eficiencia. Se puede observar que en el condensador y en el evaporador

4.3. Resultados teóricos

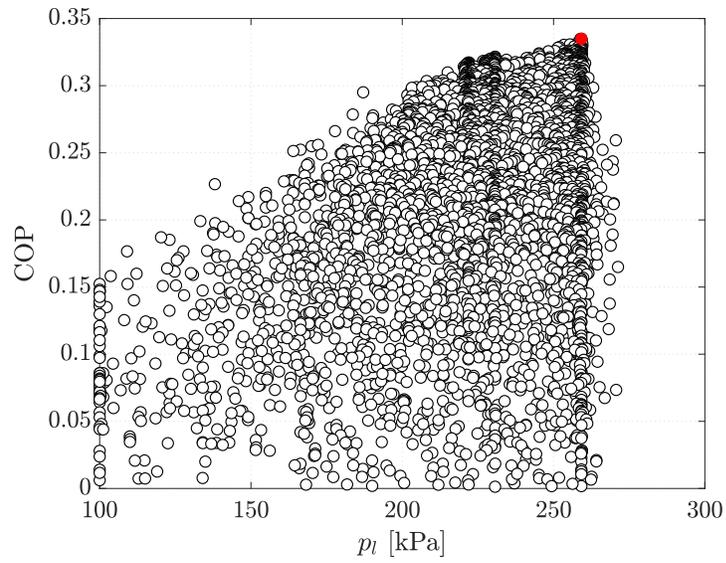
(entrada y salida), el estado térmico óptimo viene impuesto por el *pinch point* establecido, así como por las condiciones de contorno.

Elemento	Temperatura [°C]		
	Límite inferior	Límite superior	Punto óptimo
Absorbedor (2)	45*	101	48
Generador (6)	117	177	136
Condensador (8)	45*	54	45
Evaporador (9)	-32	-10*	-10
Ev. Salida (1)	-28	30*	30

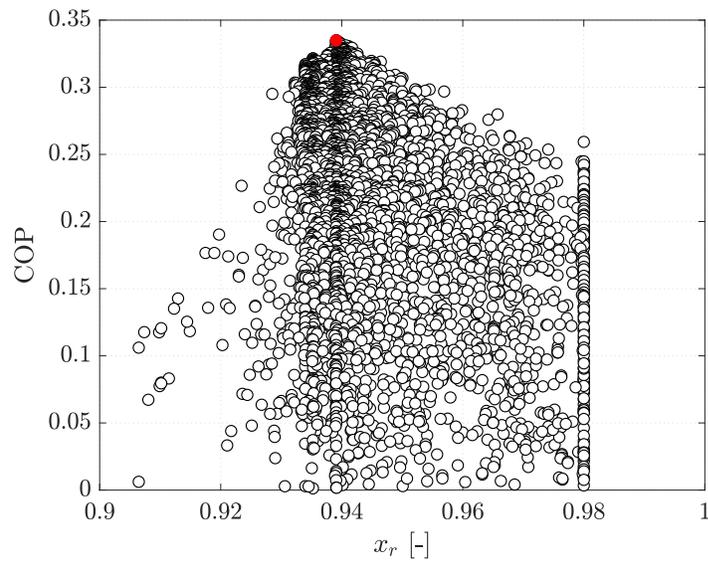
Tabla 4.2: Intervalo de variación de la temperatura en los componentes del sistema y estado térmico en el punto de funcionamiento óptimo. Los valores indicados con [*] son valores impuestos por las restricciones del modelo (*pinch point*).



(a) Presión alta.

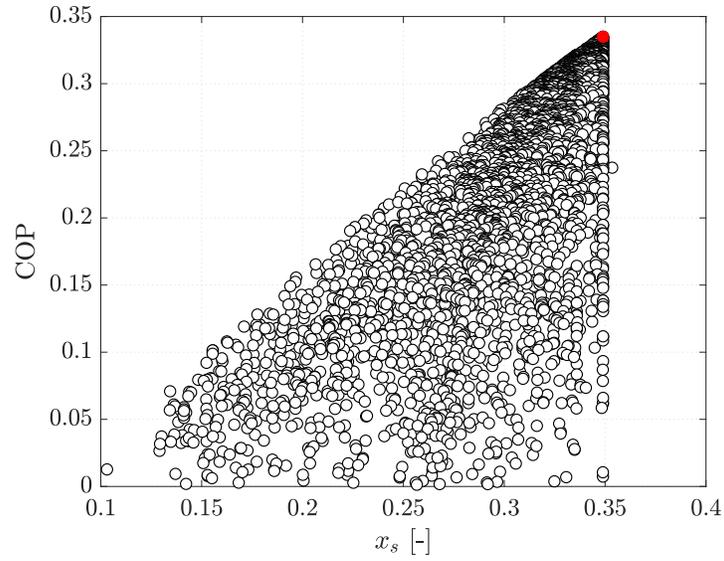


(b) Presión baja.

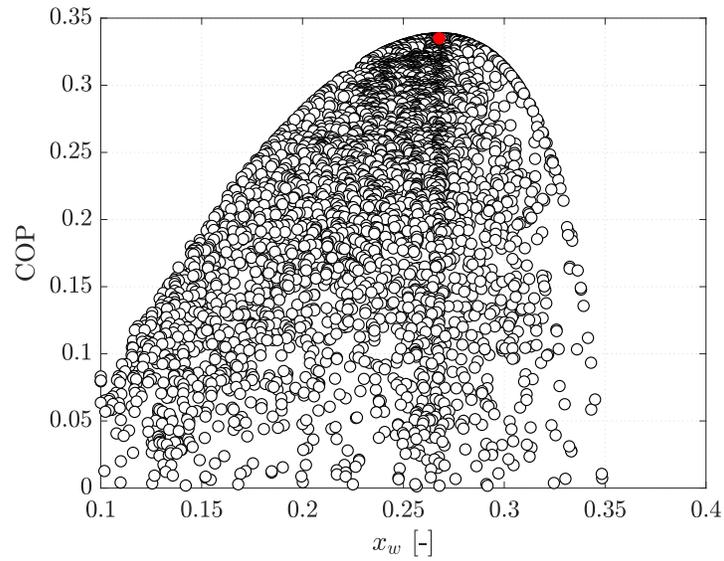


(c) Concentración refrigerante.

4.3. Resultados teóricos

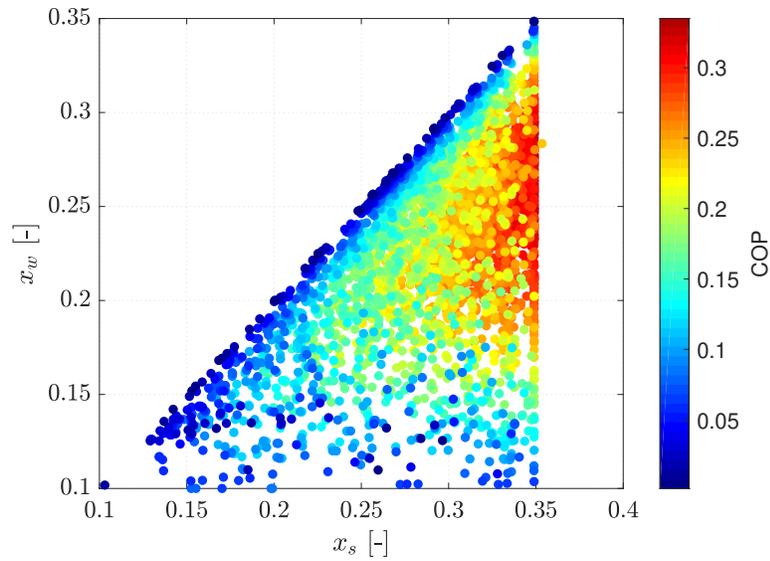
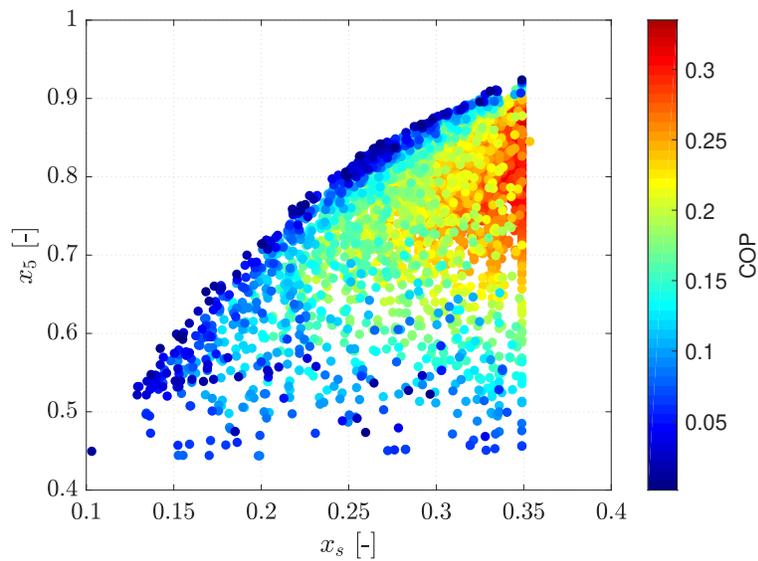


(d) Concentración fuerte.



(e) Concentración débil.

Figura 4.6: Determinación de los grados de libertad en el punto de funcionamiento óptimo (punto rojo). *Fuente: Autor.*

(a) Concentración débil (x_w) y concentración fuerte (x_s).(b) Concentración refrigerante sin purificar (x_5) y concentración fuerte (x_s).Figura 4.7: Relaciones entre las concentraciones. *Fuente: Autor.*

4.4. Punto de funcionamiento óptimo

La figura 4.7 muestra algunas de las relaciones interesantes entre las variables características del ciclo. Se observa con claridad la zona de óptimos, existente para los valores máximos de concentración fuerte (x_s), frontera resultante de las restricciones por temperatura impuestas en el modelo. Además, debe ser señalado la gran sensibilidad del sistema frente a los valores de concentración, especialmente los de concentración fuerte (x_s).

4.4 Punto de funcionamiento óptimo

Determinadas las condiciones óptimas de funcionamiento, se presenta el estado termodinámico de todo el sistema (tabla 4.3), representado por los estados termodinámicos en cada uno de los puntos identificados en el diagrama de la figura 3.1.

Extrayendo los valores de los grados de libertad, las condiciones óptimas de funcionamiento obtenidas se corresponden con una presión alta de 1615.5 kPa, una presión baja de 259.2 kPa, una concentración de amoníaco del 93.91 %, una solución fuerte con una concentración del 34.90 % y una solución débil con una concentración del 26.78 %.

Nº de estado	\dot{m} [kg/s]	p [kPa]	T [°C]	x [%]	h [kJ/kg]	s[kJ/kg K]
1	0,0016	259,2	30,54	93,91	1214,6	4,7033
2	0,0135	259,2	47,80	34,90	-1,8456	0,5910
3	0,0135	1615,5	47,97	34,90	5,29e-03	0,5919
4	0,0135	1615,5	102,58	34,90	244,32	1,2940
5	0,0020	1615,5	135,74	84,18	1720,8	5,2185
6	0,0119	1615,5	135,74	26,78	425,08	1,7106
7	0,0016	1615,5	108,61	93,91	1552,3	4,8845
8	0,0016	1615,5	45,0	93,91	170,48	0,7293
9	0,0016	259,2	-10,01	93,91	170,48	0,8230
10	0,0119	1615,5	74,30	26,78	147,14	0,9749
11	0,0119	259,2	66,78	26,78	147,14	0,9808
12	0,00035	1615,5	108,61	38,78	264,69	1,3707

Tabla 4.3: Condiciones óptimas de operación del ciclo de refrigeración por absorción.

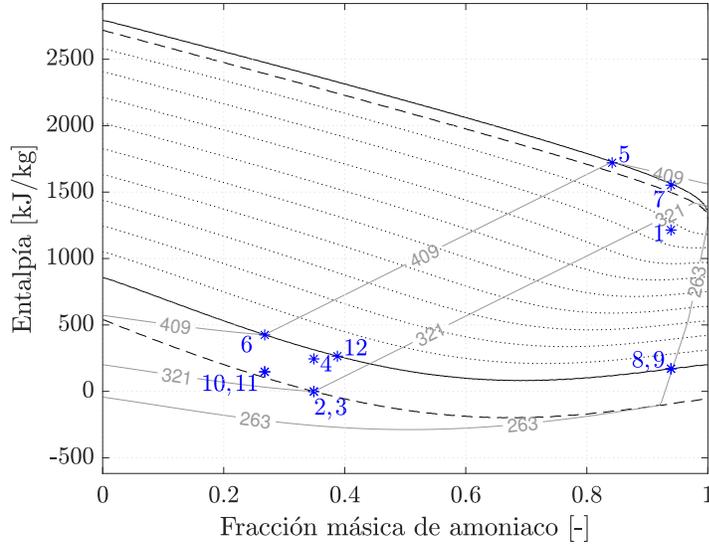


Figura 4.8: Diagrama $h - x$ del ciclo de absorción en las condiciones óptimas de operación. *Fuente: Autor.*

La figura 4.8 muestra el diagrama entalpía-fracción másica de amoníaco, habitual en este tipo de análisis. Las líneas de color negro representan los estados de saturación a la presión alta (líneas continuas) y a la presión baja (líneas a trazos). Las líneas de color gris representan las líneas isotermas a las tres temperaturas características del ciclo, temperatura en el generador T_6 , temperatura de disipación de calor al entorno (a través del condensador y del absorbedor) T_2 , y temperatura en el evaporador T_9 . Y las líneas punteadas simbolizan los estados de equilibrio entre fases para distintas proporciones de vapor-líquido (sentido ascendente).

El resultado del balance energético en cada elemento proporciona la distribución de entalpías en el ciclo (figura 4.9). En el punto de operación óptimo, el calor que se necesita extraer de los gases de escape \dot{Q}_G es aproximadamente tres veces la potencia refrigeradora producida \dot{Q}_E , suponiendo la energía consumida por la bomba un 0.4 %. Esta relación se traduce en un COP del 33 %.

Todo el calor incorporado al ciclo debe ser disipado a través de los elementos destinados para ello. Cabe destacar la relevancia del rectificador,

4.4. Punto de funcionamiento óptimo

elemento no incluido en numerosos estudios teóricos, cuyo intercambio de calor supone un 12% del calor disipado total.

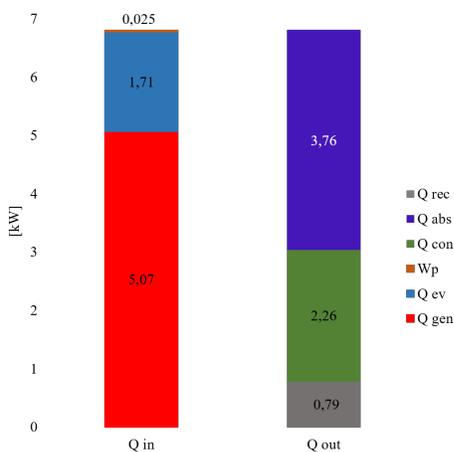


Figura 4.9: Distribución de entalpías en el ciclo en las condiciones óptimas de operación. *Fuente: Autor.*

De nuevo se observa la importancia del absorbedor, en el que no sólo se debe producir un adecuado intercambio de masa, sino que además es responsable de más de la mitad del calor evacuado del ciclo.

Por último, se muestra la evolución de la temperatura de los distintos flujos en el proceso de intercambio de calor, evaluándose la temperatura *pinch point* (figura 4.10).

Debe ser advertido que la temperatura *pinch point* en el condensador y en el evaporador es el factor limitante del sistema. Además, se debe prestar especial atención a su localización en estos elementos, ya que en contra de lo asumido, no se sitúa exactamente en el lado frío del intercambiador, aunque la diferencia no supera 1°C.

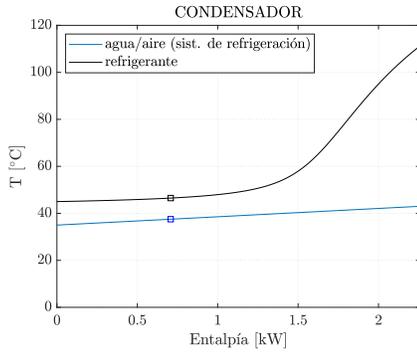
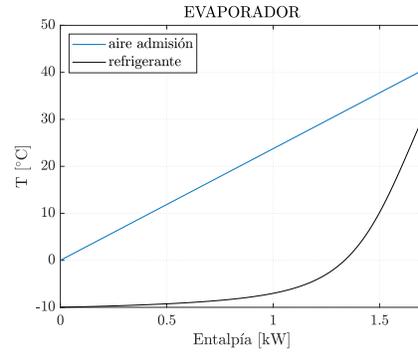
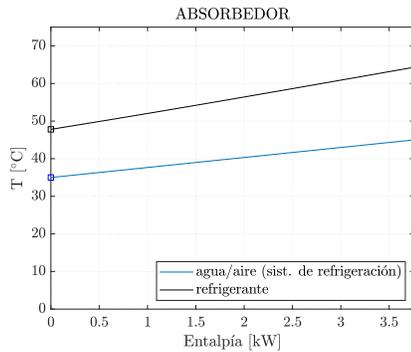
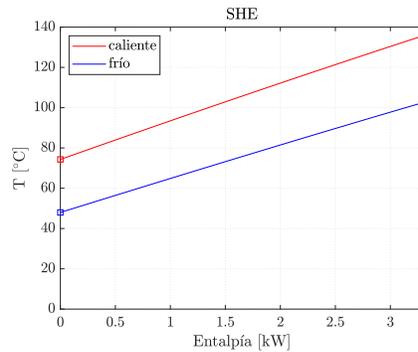
(a) $\Delta T_{\min} = 8,99^{\circ}C$.(b) $\Delta T_{\min} = 9,89^{\circ}C$.(c) $\Delta T_{\min} = 12,8^{\circ}C$.(d) $\Delta T_{\min} = 26,33^{\circ}C$.

Figura 4.10: Diagramas $T - H$ en las condiciones óptimas de operación.
Fuente: Autor.

4.5 Influencia de las condiciones de contorno

Según el análisis *pinch point*, la temperatura a la salida del condensador y las temperaturas de entrada y salida del evaporador definen las fronteras de operación del ciclo. Por ello, se ha analizado la influencia de las condiciones de contorno en el rendimiento del sistema.

Este estudio incluye dos casos analizados:

- CASO 1: se ha realizado el proceso de optimización variando la temperatura de referencia (ambiente) $-15^{\circ}C$. El resto de parámetros y condiciones se han mantenido constantes.

4.5. Influencia de las condiciones de contorno

- CASO 2: se ha realizado el proceso de optimización variando las temperaturas de operación en el evaporador $+15^{\circ}\text{C}$. En consecuencia, la T_{obj} se ha fijado en 15°C y la temperatura del aire a la salida del *intercooler* $T_{o,i}$ se ha establecido en 55.54°C , para mantener constante la potencia refrigeradora producida. El resto de parámetros y condiciones se han mantenido constantes.

Parámetro	CONDICIONES ÓPTIMAS		
	Caso de estudio	Caso 1	Caso 2
p_h [kPa]	1615,5	1056,2	1616,0
p_l [kPa]	259,2	257,7	462,0
x_r [%]	93,9	93,9	93,9
x_s [%]	34,4	34,8	42,5
x_w [%]	26,8	26,7	33,3
T_A [$^{\circ}\text{C}$]	48	48	52
T_G [$^{\circ}\text{C}$]	136	116	121
T_C [$^{\circ}\text{C}$]	45	30	45
$T_{E,i}$ [$^{\circ}\text{C}$]	-10	-10	5
$T_{E,o}$ [$^{\circ}\text{C}$]	30	30	45
\dot{m}_r [kg/s]	0,0016	0,0015	0,0016
\dot{m}_s [kg/s]	0,0135	0,0127	0,0105
$\text{COP}_{\text{máx}}$	33,5	40,6	46,1
$\dot{Q}_{dis,min}$ [kW]	6,81	5,9	5,4
Pr	5,43	5,43	5,40
Sc	235	235	197

Tabla 4.4: Principales parámetros del ciclo para los tres casos de estudio. Los números de Prandtl y Schmidt han sido calculados con las condiciones de la solución a la salida del absorbedor.

Los resultados obtenidos son recogidos en la tabla 4.4. De ellos se pueden señalar ciertas conclusiones:

- Los valores óptimos de la presión alta y de la presión baja del ciclo tienden, como ya se mencionó en el capítulo anterior, a sus fronteras inferior y superior, respectivamente. Estos límites son determinados

por la temperatura a la salida del condensador (presión alta) y por la temperatura a la salida del evaporador (presión baja). Esto explica la reducción de la presión alta en el caso 1 y el aumento de la presión baja en el caso 2.

- La concentración de amoníaco que maximiza las prestaciones del sistema es 93.9 %, independientemente de las condiciones de contorno.
- Se confirma la deducción obtenida en el estudio previo, siendo T_C , $T_{E,i}$ y $T_{E,o}$ parámetros limitantes del ciclo. En consecuencia, estas temperaturas podrían ser definidas en función de las condiciones de contorno en futuros análisis de este tipo.
- El gasto másico óptimo de refrigerante \dot{m}_r , no se ve afectado por el estado térmico del sistema. Únicamente es función de la potencia refrigeradora buscada.
- El gasto másico óptimo de la disolución concentrada \dot{m}_s , varía sustancialmente con las temperaturas de operación en el evaporador (caso 2), disminuyendo hasta un 22 %, frente al 6 % en el caso 1. Este efecto podría no ser tan importante en un proceso real, aunque las condiciones de la mezcla a la salida del absorbedor revelan que el proceso de absorción en el caso 2 podría ser más efectivo, ya que el número de Schmidt disminuye en este caso, lo que significa que existe una mayor transferencia de masa.
- El rendimiento del sistema y la entalpía involucrada varían de forma considerable con las condiciones de contorno. En el caso 1, un entorno a menor temperatura permite al sistema operar en un régimen térmico inferior, reduciendo, por tanto, las pérdidas debidas a los procesos de intercambio de calor. En el caso 2, el impacto de las condiciones de operación del evaporador en el proceso de separación determina el rendimiento del sistema, incrementándolo notablemente ($\Delta COP_{opt} = 38\%$).
- El proceso de absorción es evaluado mediante un análisis adimensional, con los números de Prandtl y Schmidt, entre otros. Con ellos se puede cuantificar cualitativamente los mecanismos de transferencia

4.5. Influencia de las condiciones de contorno

de calor y de masa, respectivamente. En los casos analizados, el proceso de transferencia de calor apenas se ve afectado. Sin embargo, la difusividad másica aumenta en el caso 2, ya que aumenta la presión de operación en el absorbedor.

Las figuras 4.11 y 4.12 muestran la distribución entálpica del ciclo en cada uno de los casos, comparándolo con el caso de referencia. Como ya se ha señalado, la energía involucrada en los casos 1 y 2 es menor. Como resultado, las pérdidas térmicas en los procesos que tienen lugar disminuyen, y en consecuencia la eficiencia del sistema aumenta.

Sin embargo, la importancia de cada elemento, en términos energéticos, permanece prácticamente inalterable, siendo la dispersión máxima del 8%. En consecuencia, las conclusiones extraídas son extrapolables a otros equipos de refrigeración por absorción.

4. RESULTADOS

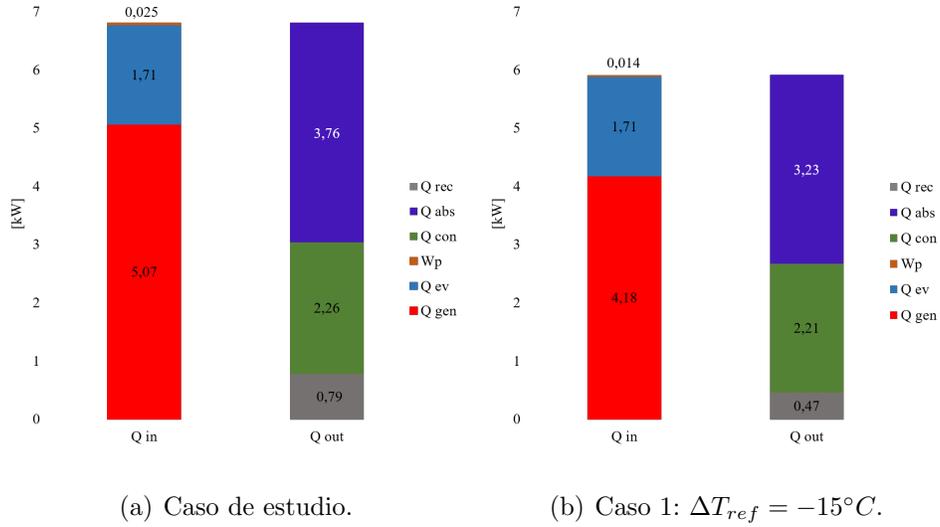


Figura 4.11: Distribución de entalpías en el ciclo para el caso 1.

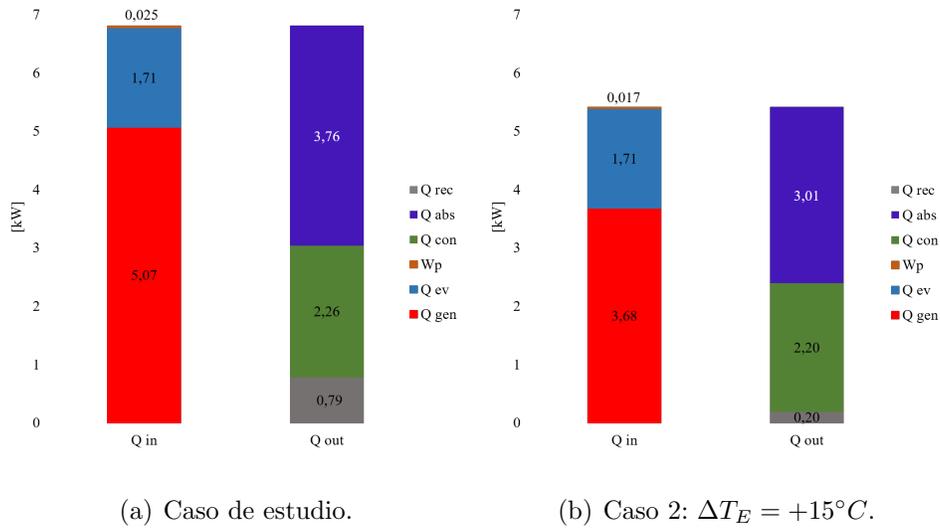


Figura 4.12: Distribución de entalpías en el ciclo para el caso 2.

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

Introducción

En el presente trabajo, un modelo del ciclo termodinámico de absorción ha sido desarrollado, con el objetivo de obtener las condiciones óptimas de funcionamiento como sistema de reducción de la temperatura del aire de admisión en un motor de combustión interna.

Para la validación del modelo, datos experimentales extraídos de la bibliografía han sido utilizados, así como, relaciones teóricas obtenidas en otros estudios.

El modelo desarrollado asume, entre otras hipótesis, un comportamiento adiabático de cada uno de los elementos del sistema, despreciando las pérdidas térmicas. Además, no han sido incluidos modelos de transferencia de calor y de masa que permitan reproducir el proceso de absorción. Por ello, factores de corrección deben ser aplicados, con el fin de minimizar la discrepancia con los resultados experimentales.

Contribuciones principales

Las principales contribuciones de este trabajo son el desarrollo y optimización de un modelo del ciclo termodinámico de absorción. Este ciclo pretende formar parte de los sistemas de recuperación de la energía residual contenida en los gases de escape en un motor de combustión interna.

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

El análisis termodinámico realizado confirma la capacidad del sistema de reducir a 0°C la temperatura de entrada al motor en el punto de operación evaluado.

La diferencia fundamental entre otros modelos similares y el presentado en este trabajo es el número de grados de libertad considerados, siendo mayor en este último. Este incremento del número de variables independientes permite reducir el número de variables impuestas, lo que aumenta la flexibilidad del mismo. De esta manera, interesantes tendencias han sido extraídas como resultado de la elevada variabilidad de las condiciones analizadas.

El esquema de resolución del modelo minimiza el número de cálculos iterativos, evitando problemas de estabilidad por convergencia y suponiendo un ahorro en coste computacional. De forma eficiente, el modelo accede a las librerías que contienen las propiedades termofísicas de los fluidos involucrados. Un modelo matemático con correlaciones semiempíricas es usado para generar las librerías mencionadas.

El modelo 0D desarrollado evalúa discretamente los estados termodinámicos correspondientes con los elementos del sistema. Los flujos de calor intercambiado entre fluidos son estimados mediante balances energéticos. Asumiendo severas simplificaciones, el modelo es capaz de resolver el ciclo completo en un tiempo muy reducido. De esta manera, el método de optimización, mediante el algoritmo genético MOGA-II, evalúa el modelo en un elevado número de condiciones, con una gran variabilidad entre ellas.

El resultado de este método no sólo es el punto de funcionamiento óptimo, obtenido para unas condiciones de contorno impuestas, sino también las tendencias y fronteras que proporciona de cada una de las variables. En consecuencia, interesantes conclusiones han sido expuestas para mejorar futuros trabajos.

El análisis *pinch point* incluido ha permitido establecer las limitaciones del sistema, garantizando el adecuado funcionamiento del mismo. Se ha demostrado que el conocimiento de su localización es de gran importancia, tanto en el diseño como en la elección del componente a utilizar.

Limitaciones

Aunque el modelo predice el comportamiento general del sistema, así co-

5. Conclusiones y trabajos futuros

mo, la influencia de las distintas variables y condiciones de contorno, errores de cierta importancia han sido obtenidos en la estimación de los gastos máscicos y flujos de calor.

Modelos de transferencia de calor y masa deben ser incluidos para reproducir los fenómenos que tienen lugar en los procesos de absorción y separación.

Asumir la condición de equilibrio termodinámico entre fases en el absorbedor idealiza el proceso de absorción. Esta simplificación reduce sustancialmente la complejidad del modelo, pero introduce un error de subestimación del gasto máscico necesario en el sistema, y en consecuencia, de los flujos de calor presentes.

Como resultado, un error medio del 14 % ha sido obtenido en el cálculo energético. En la estimación del estado térmico, la diferencia media entre las temperaturas experimentales y estimadas ha sido de 4°C. La falta de datos experimentales con los que validar rigurosamente el modelo ha obligado a utilizar resultados procedentes de ensayos no debidamente detallados, por lo que es posible que parte del error mencionado tenga su origen en la falta de exactitud de las condiciones impuestas. Sin embargo, la dudosa precisión de los resultados no invalida las conclusiones obtenidas.

Trabajos futuros

Estudios adicionales deben ser realizados con el objetivo de extender el análisis a los procesos de transferencia de calor de cada componente. En particular, sería interesante modelar el absorbedor y los procesos que tienen lugar en su interior.

La utilización de otros fluidos de trabajo puede proporcionar condiciones de funcionamiento más favorables en determinadas aplicaciones, o simplemente, puede resultar necesaria su utilización por motivos de seguridad. Por ello, estudios con otros fluidos deben ser desarrollados.

El análisis termodinámico realizado debe ir seguido de un dimensionamiento de los componentes que forman el sistema, evaluando así la viabilidad del mismo en la aplicación correspondiente.

También se debe realizar un estudio del impacto de la reducción de la temperatura del aire de entrada al motor en las prestaciones y emisiones del mismo. Modelos simplificados de transferencia de calor, como los

5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

modelos de Annand y Woschni, deben ser analizados e implementados en condiciones reales del motor.

Capítulo 6

Presupuesto

El presupuesto necesario para realizar el proyecto incluye el coste de equipos, el gasto derivado del uso de las instalaciones y el coste del personal implicado en el mismo.

La unidad para cuantificar el trabajo realizado por las personas involucradas en el proyecto será el tiempo de trabajo (horas) y la unidad monetaria utilizada serán los euros por una hora.

El cálculo del coste del proyecto es calculado presupuestando cada una de las actividades realizadas (Tabla 6.1). Estas actividades pueden ser resumidas en:

- Búsqueda y selección de información. Esta actividad incluye las tareas iniciales del proyecto, donde se comienza a preparar la bibliografía y se inicia el contacto con temas relacionados.
- Desarrollo de destrezas en el uso eficaz de los programas. El desarrollo de un modelo numérico agíl requiere adquirir ciertas destrezas en programación eficaz. Aquí se incluye las etapas iniciales del uso de los diferentes programas.
- Desarrollo del modelo matemático. Esta es la actividad principal del proyecto. Incluye el tiempo de creación, mejora y validación del modelo.
- Análisis y postproceso de los resultados. Periodo final, aunque de gran volumen. Incluye las tareas de análisis cuantitativo y cualitativo de los resultados obtenidos. Parte del tiempo de esta actividad

transcurre paralelamente a la posterior elaboración del documento final.

- Elaboración del documento final.

Además, hay que tener en cuenta los recursos informáticos utilizados.

- Equipo portátil: coste estimado de 900 €.
- Licencias de los programas: tanto MATLAB[®] como Microsoft Office[®] no suponen coste alguno, ya que la Universidad Politécnica de Valencia proporciona de forma gratuita a los estudiantes las licencias de estos programas. El coste del programa de optimización mode-Frontier es de 125 € al año.

Actividad	Coste unitario [€/h]	Unidades [h]	Importe [€]
Documentación	20	120	2400
Programación	20	40	800
Desarrollo Modelo	20	360	7200
Postproceso	20	160	3200
Redacción	20	120	2400
TOTAL			16000

Tabla 6.1: Desglose de costes por actividades realizadas por el autor.

Recurso	Coste unitario [€/h]	Unidades [h]	Importe [€]
Profesionales	30	40	1200
Licencias	-	-	250
Portátil	-	-	900
TOTAL			2350

Tabla 6.2: Otros costes.

6. Presupuesto

Al coste de las actividades realizadas, debe ser sumado el coste de los recursos informáticos empleados y el tiempo que los profesionales dedicaron a la resolución de dudas y cuestiones (Tabla 6.2).

	Importe [€]
Actividades	16000
Recursos	2350
<hr/>	
TOTAL	18350

Tabla 6.3: Coste total.

El coste total del proyecto “Análisis termodinámico y optimización de un ciclo de absorción dedicado a reducir la temperatura de admisión en un motor de combustión” es de **dieciocho mil trescientos cincuenta** euros.

Bibliografía

- [1] H. Aghaali and H. E. Ångström. A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49:813–824, 2015.
- [2] S. Aphornratana and I. W. Eames. Experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator. *International Journal of Energy Research*, 22(3):195–207, 1998.
- [3] H. Ariyadi. Thermodynamic study on absorption refrigeration systems using ammonia/ionic liquid working pairs, 1996.
- [4] W. Chen and R. N. Christensen. Inlet subcooling effect on heat and mass transfer characteristics in a laminar film flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(2):167–177, 2000.
- [5] X. Chen, M. Worall, S. Omer, Y. Su, and S. Riffat. Theoretical studies of a hybrid ejector CO₂ compression cooling system for vehicles and preliminary experimental investigations of an ejector cycle. *Applied Energy*, 102:931–942, 2013.
- [6] R. N. Christensen, S. Garimella, Y. T. Kang, and M. A. Garrabrant. Perforated fin heat and mass transfer device. (697716), 1998.
- [7] H. Dardour, S. Mazouz, J. M. Reneaume, P. Cézac, M. Bourouis, and A. Bellagi. Feasibility limits and performance of an absorption cooling machine using light alkane mixtures. *Applied Thermal Engineering*, 78:24–29, 2015.
- [8] V. Dolz, R. Novella, A. García, and J. Sánchez. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery

-
- system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. *Applied Thermal Engineering*, 36(1):269–278, 2012.
- [9] C. B. Dorgan, C. E. Dorgan, and S. P. Leight. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat. *ASHRAE Journal*, 37, 1995.
- [10] J. Fernández-Seara, J. Sieres, and M. Vázquez. Simultaneous heat and mass transfer of a packed distillation column for ammonia–water absorption refrigeration systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(10):927–935, 2002.
- [11] J. Galindo, V. Dolz, A. Tiseira, and A. Ponce-Mora. Thermodynamic Analysis and Optimization of a Jet Ejector Refrigeration Cycle Used To Cool Down the Intake Air in an Ic Engine. *International Journal of Refrigeration*, 103:253–263, 2019.
- [12] J. Galindo, C. Guardiola, V. Dolz, and P. Kleut. Further analysis of a compression-expansion machine for a Brayton Waste Heat Recovery cycle on an IC engine. *Applied Thermal Engineering*, 128:345–356, 2018.
- [13] L. M. García-Cuevas González. Experiments and Modelling of Automotive Turbochargers under Unsteady Conditions. (December), 2014.
- [14] M. A. Garrabrant and R. Christensen. Modeling and experimental verification of a Perforated Plate-Fin Absorber for aqua-ammonia absorption systems. *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES*, 37:337–347, 1997.
- [15] K. E. Herold, R. Radermacher, and S. A. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, 2nd edition, 2016.
- [16] T.C. Hung, T.Y. Shai, and S.K. Wang. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat: Hung, T.C.; Shai, T.Y.; Wang, S.K. *Energy*, 1997, 22, (7), 661–667. *Fuel and Energy Abstracts*, 39(2):151 –, 1998.
- [17] F. P. Incropera and D. P. Dewitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Willey, J., New York, 6th edition, 2002.

BIBLIOGRAFÍA

- [18] Y. T. Kang, A. Akisawa, and T. Kashiwagi. Analytical investigation of two different absorption modes. *International Journal of Refrigeration*, 23:430–443, 2000.
- [19] J. Koehler, W. J. Tegethoff, D. Westphalen, and M. Sonnekalb. Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases. *Heat and Mass Transfer*, 32(5):333–340, jun 1997.
- [20] J. M. Labus, J. C. Bruno, and A. Coronas. Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. *Thermal Science*, 17:739–762, 2013.
- [21] B. Le Lostec, N. Galanis, and J. Millette. Experimental study of an ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 35(8):2275–2286, 2012.
- [22] Y.-R. Li, J.-N. Wang, and M.-T. Du. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle. *Energy*, 42(1):503–509, 2012.
- [23] B. Linnhoff. Pinch analysis: a state-of-the-art overview. *Techno-economic analysis*, 1993.
- [24] R. A. Macriss, J. M. Gutraj, and T. S. Zawacki. Absorption fluids data survey: Final report on worldwide data. 1988.
- [25] A. A. Manzela, S. M. Hanriot, L. Cabezas-Gómez, and J. R. Sodr e. Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Energy*, 87(4):1141–1148, 2010.
- [26] R. Novella, V. Dolz, J. Mart n, and L. Royo-Pascual. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. *Applied Thermal Engineering*, 111:257–270, 2017.
- [27] J. P atek and J. Klomfar. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, 18(4):228–234, 1995.
- [28] F. Payri and J. M. Desantes. *Motores de combusti n interna alternativos*. Editorial Revert , 2015.

-
- [29] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin, and R. Carreño. A New Tool to Perform Global Energy Balances in DI Diesel Engines, 2014.
- [30] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin, and R. Carreño. A New Tool to Perform Global Energy Balances in DI Diesel Engines. *SAE International Journal of Engines*, 7(1):43–59, 2014.
- [31] J. Pinilla and J. Orjuela Castro. Optimización multiobjetivo en la gestión de cadenas de suministro de biocombustibles. Una revisión de la literatura. *Ingeniería*, 20, 2015.
- [32] F. Qin, J. Chen, M. Lu, Z. Chen, Y. Zhou, and K. Yang. Development of a metal hydride refrigeration system as an exhaust gas-driven automobile air conditioner. *Renewable Energy*, 32(12):2034–2052, 2007.
- [33] A. S. Rattner and S. Garimella. Fast, stable computation of thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 62:39–59, 2016.
- [34] O. Redlich and A. T. Kister. Algebraic Representation of Thermodynamic Properties and the Classification of Solutions. *Industrial & Engineering Chemistry*, 40(2):345–348, 1948.
- [35] J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot, and W. Hübner. Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines. *SAE International Journal of Engines*, 2(1):67–76, 2009.
- [36] A. E. Risseh, H-P. Nee, O. Erlandsson, K. Brinkfeldt, A. Contet, F. Frobenius lng, G. Gaiser, A. Saramat, T. Skare, S. Nee, and J. Dellrud. Design of a Thermoelectric Generator for Waste Heat Recovery Application on a Drivable Heavy Duty Vehicle. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 10(1):26–44, 2017.
- [37] M. Ruheman. A study of the transfer of heat and matter in an ammonia absorber. *Trans Inst Chem Eng*, 25:158–162, 2019.
- [38] D. Salavera, X. Esteve, K. R. Patil, A. M. Mainar, and A. Coronas. Solubility, Heat Capacity, and Density of Lithium Bromide + Lithium Iodide + Lithium Nitrate + Lithium Chloride Aqueous Solutions at Several Compositions and Temperatures. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 49(3):613–619, 2004.

BIBLIOGRAFÍA

- [39] J. D. Seader, E. J. Henley, and D. K. Roper. *Separation Process Principles*. John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [40] A. Selim and M. Elsayed. Performance of a packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration-revue Internationale Du Froid - INT J REFRIG*, 22:283–292, 1999.
- [41] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(4):343–372, 2001.
- [42] M. Talbi and B. Agnew. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 22:693–702, 2002.
- [43] M. T. Zegenhagen and F. Ziegler. Feasibility analysis of an exhaust gas waste heat driven jet-ejector cooling system for charge air cooling of turbocharged gasoline engines. *Applied Energy*, 160:221–230, 2015.
- [44] L. Z. Zhang. Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 20(1):103–114, 2000.
- [45] B. Ziegler and Ch. Trepp. Equation of state for ammonia-water mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 7(2):101–106, 1984.