



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**CONTROL DE UN CHILLER DE ABSORCIÓN EN OPERACIÓN VARIABLE  
MEDIANTE UN MODELO ESTACIONARIO VERSUS TRANSIENTE**

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA,  
MENCIÓN MECÁNICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**JUAN MANUEL PATRICIO GONZÁLEZ ROJAS**

PROFESORA GUÍA:  
MÓNICA ZAMORA ZAPATA

PROFESOR CO-GUÍA:  
FELIPE GODOY FLORES

COMISIÓN:  
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

SANTIAGO DE CHILE

2023

## RESUMEN

Este trabajo tiene como objetivo estudiar la respuesta dinámica de una máquina de absorción de simple efecto de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  ante variaciones temporales en una de sus variables de control, y analizar paramétricamente la rapidez de convergencia al estado de equilibrio final y la discrepancia energética entre la respuesta transiente y la de equilibrio, para finalmente contrastar una estrategia de control que considere las características dinámicas de la máquina, frente a una que no las considere (como un mapa de rendimiento). Esto se realiza de forma teórica, desarrollando un modelo estacionario (de estados de equilibrio) y un modelo transiente (dinámico) de parámetros concentrados, basados en las leyes de conservación de masa y energía en un volumen de control. Los parámetros de estos modelos son ajustados a los datos de operación nominal del chiller Yazaki WFC-10. Sin embargo, un modelo termodinámico básico no consigue reproducir las características de operación particulares del WFC-10 fuera del punto de diseño, por lo que se incorporan mejoras a ciertos aspectos de los modelos, que logran un mejor ajuste a los datos experimentales.

La respuesta dinámica del modelo transiente, como serie de tiempo, es obtenida a partir de cambios de tipo rampa (variación lineal) en la temperatura de entrada externa al generador, o bien en su tasa de flujo asociada. Se comparan los resultados entre una versión básica del modelo aplicable a la mayoría de chillers de absorción de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  de simple efecto, y la adaptación de éste para el WFC-10. Para ambas versiones, se estudian el tiempo de respuesta del sistema y el error total entre las respuestas estacionaria y transiente de la capacidad de enfriamiento y el calor de entrada al chiller, en función de la duración y magnitud de la rampa. También se investiga la relación entre el tiempo de respuesta y la tasa de flujo impulsada por la bomba de solución, para un mismo cambio en la capacidad de enfriamiento. El tiempo de respuesta para variaciones rápidas es del orden de 10 minutos.

Por último, se comparan los resultados al utilizar una estrategia de control basada en un modelo estacionario y una basada en un modelo transiente, para el seguimiento de un perfil de demanda de generación de frío determinado, utilizando el modelo transiente desarrollado como una representación de la máquina real. Los dos perfiles de demanda corresponden a variaciones en forma de pulso sinusoidal de 1 minuto y 1 hora de duración. En el primer caso, el control estacionario fracasó en reproducir la demanda, alcanzando una subida de sólo el 23 % de la requerida, mientras que en el segundo caso se obtuvo un seguimiento muy preciso, validando así el uso de estrategias de control estacionario en operación lentamente variable (de orden horario), pero no en operación altamente dinámica.

## ABSTRACT

The aim of this thesis is to study the dynamic response of a single-effect LiBr–H<sub>2</sub>O absorption chiller to changes in time on one of its control variables, and to analyze parametrically its convergence speed to the final steady state and the mismatch between the transient and equilibrium responses, to finally contrast a control strategy that factors the dynamic behaviour of the machine, to one that only describe steady states (such as a performance map). This is achieved using a theoretical method, developing steady-state (equilibrium) and transient (dynamic) lumped-parameter models, based on the laws of conservation of mass and energy in a control volume. The model parameters are fitted to the nominal operation conditions of the Yazaki WFC-10 chiller. However, a basic thermodynamic model fails to reproduce the particular off-design behaviour of the WFC-10, so improvements are introduced to certain aspects of the models, reaching a much better fit to experimental data.

The dynamic evolution of the transient model, as a time series, is obtained as a response to ramp changes (linear variation) in the external inlet temperature at the generator, as well as in its corresponding flow rate. The results of a basic version of the model suitable for most single-effect LiBr–H<sub>2</sub>O chillers, and the improved WFC-10 model, are compared. For both versions, this work studies the system response time and the total error between the steady-state and transient responses of the cooling capacity and the generator heat input, as a function of the ramp duration and magnitude. In addition, the relationship between the response time and the solution pump flow rate, for a given change in the chiller’s cooling capacity, is also investigated. The response time of the machine for fast control variable changes is found to be in the order of 10 minutes.

Lastly, the results of using steady-state and transient control strategies for tracking a cooling demand profile in time are compared, considering the transient model developed as a representation of the real machine. The two demand profiles consist of half-sine pulses of 1 minute and 1 hour of duration. In the first case, the steady-state control failed in reproducing the demand profile, with a rise of only 23 % of the required amount, whereas in the second case it presented a very high tracking accuracy, thus validating steady-state control strategies for slow (hourly) variable operation, while warning its use for highly dynamic operation.

# Agradecimientos

En primer lugar, me siento profundamente agradecido con la profesora Mónica Zamora, una persona a quien admiro, por haberme orientado, creído en mí, y finalmente invitado a este proyecto, en donde fui recibido con los brazos abiertos por Brian Bosch, Sebastián Sepúlveda y el profesor Kim Hauser. Gracias por una experiencia tan genial.

Agradezco también a Fraunhofer Chile Research por apoyar y respaldar la realización de este trabajo.

Quiero agradecer además a los doctores Álvaro Ochoa y José Miguel Cardemil, y al ingeniero Felipe Godoy, por interesarse e involucrarse en mi trabajo: el nivel alcanzado no habría sido el mismo sin su apoyo, sus críticas y su visión. Asimismo, quiero dar gracias a Javier Lemus: haber compartido esta trayectoria con un gran amigo, ha sido una verdadera bendición.

Por último, en un plano más fundamental, me siento muy afortunado de la familia que tengo. Toda la vida he sentido un apoyo que me sigue impulsando hacia adelante, y aunque no siempre me entienden del todo, siguen creyendo en mí. Particularmente agradezco a mi madre, a mi primer padre y a mi segundo padre, por regalarme una vida tan próspera, sin la cual este proyecto ni siquiera habría empezado.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Ciclo de absorción . . . . .	2
1.2. Modelamiento de máquinas de absorción . . . . .	6
1.3. Motivación y estado del arte . . . . .	8
<b>2. Objetivos</b>	<b>11</b>
2.1. Objetivo general . . . . .	11
2.2. Objetivos específicos . . . . .	11
<b>3. Metodología</b>	<b>12</b>
3.1. Modelos . . . . .	12
3.2. Simulaciones . . . . .	13
<b>4. Desarrollo de los modelos</b>	<b>16</b>
4.1. Modelo estacionario básico . . . . .	16
4.1.1. Absorbedor . . . . .	19
4.1.2. Generador . . . . .	20
4.1.3. Condensador . . . . .	21
4.1.4. Evaporador . . . . .	22
4.1.5. Recuperador . . . . .	23
4.1.6. Bomba de solución . . . . .	24
4.1.7. Válvula del refrigerante . . . . .	24
4.1.8. Válvula de solución . . . . .	25
4.2. Modelamiento del chiller Yazaki WFC-10 . . . . .	27
4.2.1. Descripción de los intercambiadores de calor . . . . .	29
4.2.2. Especificaciones técnicas . . . . .	30
4.2.3. Modelo del evaporador . . . . .	32
4.2.4. Variación respecto a los flujos externos . . . . .	36
4.2.5. Resultados del modelo estacionario del WFC-10 . . . . .	38
4.3. Modelo transiente . . . . .	40
4.3.1. Pozo del absorbedor . . . . .	42
4.3.2. Pozo del generador . . . . .	42
4.3.3. Pozo del condensador . . . . .	43

4.3.4.	Vapor del evaporador . . . . .	43
4.3.5.	Vapor del condensador . . . . .	43
4.3.6.	Flujos a través de las válvulas . . . . .	44
4.3.7.	Condiciones iniciales . . . . .	46
4.3.8.	Cálculo numérico . . . . .	47
<b>5.</b>	<b>Resultados</b>	<b>48</b>
5.1.	Simulaciones base . . . . .	48
5.1.1.	Respecto a $T_{11}$ , modelo básico . . . . .	49
5.1.2.	Respecto a $T_{11}$ , modelo del WFC-10 . . . . .	50
5.1.3.	Respecto a $\dot{m}_{hot}$ , modelo básico . . . . .	51
5.1.4.	Respecto a $\dot{m}_{hot}$ , modelo del WFC-10 . . . . .	52
5.2.	Estudio del tiempo de respuesta . . . . .	52
5.2.1.	Duración de rampa . . . . .	53
5.2.2.	Magnitud de rampa . . . . .	55
5.2.3.	Flujo de solución débil . . . . .	57
5.3.	Estudio de las pérdidas transientes . . . . .	59
5.3.1.	Duración de rampa . . . . .	59
5.3.2.	Magnitud de rampa . . . . .	60
5.4.	Control ante un perfil de demanda . . . . .	64
<b>6.</b>	<b>Conclusión</b>	<b>68</b>
	<b>Bibliografía</b>	<b>71</b>
	<b>Anexo A. Curvas de rendimiento del WFC-10</b>	<b>76</b>
	<b>Anexo B. Resumen de las ecuaciones del modelo transiente</b>	<b>81</b>
	<b>Anexo C. Análisis de sensibilidad del modelo</b>	<b>84</b>
	<b>Anexo D. Simulaciones adicionales</b>	<b>85</b>
D.1.	Simulación de rampa negativa . . . . .	85
D.2.	Simulación de escalón . . . . .	86
D.3.	Simulación de rampa de larga duración . . . . .	87
	<b>Anexo E. Aproximación por un modelo lineal de primer orden</b>	<b>88</b>

# Capítulo 1

## Introducción

La generación de frío se puede definir como la extracción de energía térmica de una sustancia a una temperatura menor a la del ambiente, y es una importante área de la ingeniería en energía, principalmente por sus aplicaciones en refrigeración y acondicionamiento de espacios, que constituyen un estándar de calidad de vida de necesidad creciente, más aún con el aumento de la temperatura media ambiental, debido al cambio climático. De hecho, estudios estiman que la demanda energética en climatización seguirá creciendo continuamente durante al menos los próximos 30 años [44]. Sin embargo, un futuro energética y medioambientalmente sustentable requiere el uso de recursos energéticos que prescindan, directa e indirectamente, de la generación de gases de efecto invernadero, de los cuales los combustibles fósiles son actualmente los principales responsables.

La tecnología de generación de frío con mayor presencia en el mercado corresponde al ciclo por compresión de vapor, y es el que se encuentra en la gran mayoría de sistemas de refrigeración y aire acondicionado desde la escala hogar hasta la de las grandes industrias. Dado que estos sistemas funcionan a base de energía eléctrica (o directamente mecánica), la forma más común de utilizar esta tecnología mediante una fuente de energía limpia y sustentable, es el uso de paneles fotovoltaicos que permitan generar esta energía eléctrica. De entre estos sistemas, aquellos que requieran la generación de frío a demanda necesitan un sistema de almacenamiento, típicamente baterías eléctricas.

Sin embargo, existen diversas alternativas que pueden potencialmente aumentar el impacto sustentable de un sistema energético de refrigeración, mediante la utilización de una fuente de calor en lugar de electricidad, entre éstas siendo la refrigeración por absorción la tecnología más madura disponible en el mercado. La ventaja de los sistemas de refrigeración por energía térmica radica fundamentalmente en que éstos pueden ser integrados en una gran variedad de sistemas en los que una fuente de calor, incluso a temperaturas relativamente bajas, puede ser utilizada para generar enfriamiento. En particular, es en las aplicaciones cuyo costo operacional de la energía térmica es nulo, donde la refrigeración por absorción presenta la mayor competitividad y rentabilidad en el mercado. Entre las principales aplicaciones se

encuentran:

- El uso del calor residual de procesos de mayor temperatura, entre los cuales se encuentran las plantas de generación de energía, tales como ciclos de vapor, turbinas a gas y plantas de cogeneración, y procesos de las industrias metalúrgica, química, entre otras.
- El uso de energía solar térmica mediante colectores de baja y media temperatura. El mercado de esta tecnología está aumentando con el tiempo y sus costos disminuyendo, lo que constituye una fuente rentable de energía térmica a todo tipo de escalas [46]. Adicionalmente, la energía solar térmica de baja y media temperatura, obtenida mediante colectores de placa plana, de tubos evacuados y de concentración lineal (cilindro parabólico y Fresnel), es altamente compatible con el rango de temperaturas que utilizan las máquinas de absorción más comunes, esto es, entre los 70 y los 150°C [45].
- Sistemas situados en un contexto donde la energía eléctrica es escasa o de alto costo, frente a la energía térmica. Esto puede ser el caso en ciertas zonas rurales o de bajos recursos, o bien en aplicaciones móviles como las *motorhome* equipadas con refrigerador [47] o en el transporte de productos bajo refrigeración tales como vacunas [48], cuya fuente de calor puede provenir de gas natural o del mismo combustible del vehículo.

Ahora bien, las máquinas de absorción son complejas, por lo que los costos asociados a su diseño y a la fabricación siguen siendo altos, impidiéndoles en el presente equiparar a la demanda de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Además, como será detallado más adelante, su operación como parte de un sistema energético también es compleja, por lo que actualmente se suelen utilizar sistemas de control simples que no explotan el máximo potencial en el rendimiento de la máquina. Es por esto que sigue habiendo un gran campo para la investigación y desarrollo en esta tecnología, que ofrece un gran valor en materia de eficiencia energética y sustentabilidad.

## 1.1. Ciclo de absorción

El funcionamiento de un enfriador o *chiller* de absorción se basa, al igual que uno de compresión de vapor, en conseguir que una sustancia reduzca su temperatura a un nivel menor al del cuerpo o espacio que se requiere enfriar. Para lograr esto, se aprovecha el efecto termodinámico de ciertas sustancias en estado de líquido saturado<sup>1</sup>, que reducen drásticamente su temperatura al despresurizarse, utilizando parte de su energía interna para evaporar una pequeña fracción de su masa. Esta reducción acompañada se debe a que para una misma sustancia, la temperatura de un estado saturado depende unívocamente de su presión. La sustancia que cumple este rol en la máquina se denomina *refrigerante*. De esta forma, se puede conseguir una fuente de *frío* sin necesidad de enfriarla térmicamente, lo cual contradiría el propósito de una máquina de refrigeración. Una vez se tiene el refrigerante en estado (casi)

---

<sup>1</sup> Con energía inmediatamente menor a la necesaria para comenzar a evaporarse, a las condiciones de temperatura y presión a las que se encuentra.

líquido a una baja temperatura, la forma más efectiva de utilizarlo es ponerlo en contacto con el cuerpo a enfriar hasta que el refrigerante se evapore completamente, esto mediante un intercambiador de calor llamado *evaporador*. Luego, el problema radica en cómo llevar al refrigerante, ahora en estado de vapor a baja presión, nuevamente al estado de líquido saturado a alta presión, para generar un ciclo cerrado que permita la refrigeración de forma continua. Los ciclos de compresión de vapor y de absorción solucionan este problema, de forma que en el primero la fuente de energía es introducida en forma de trabajo, mientras que en el segundo la fuente de energía entra en forma de calor. Ambos ciclos son representados por los diagramas de la Figura 1.1.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor, como su nombre lo indica, toma el refrigerante en forma de vapor que sale del evaporador, y lo presuriza utilizando un compresor. Este componente es también el responsable de vencer las pérdidas de carga a través del circuito y mantener activo el flujo de refrigerante. Al ser este proceso aproximadamente adiabático, la presurización del vapor de refrigerante también incrementa su temperatura, de forma que sobrepase la temperatura del ambiente. Luego, el refrigerante es puesto en contacto indirecto con el ambiente mediante otro intercambiador de calor, denominado *condensador*, con lo que se enfría y condensa hasta volver a ser un líquido saturado al estado inicialmente descrito en el ciclo. Toda la energía utilizada para hacer funcionar al sistema es provista por el compresor, el cual usualmente funciona con un motor eléctrico.

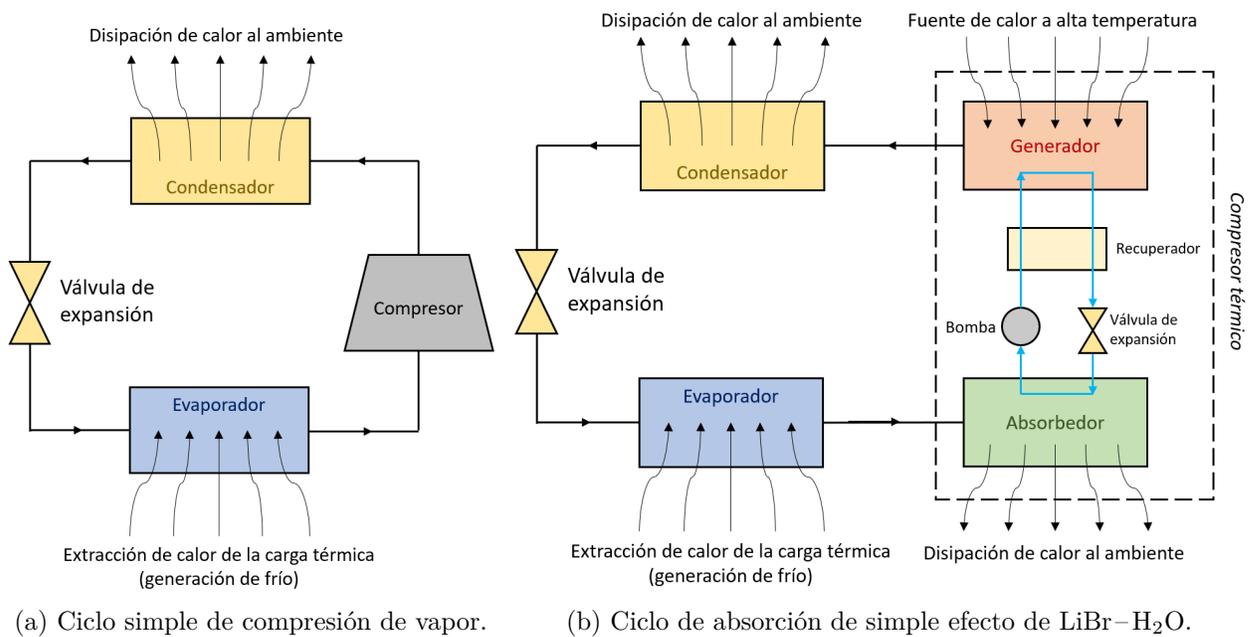


Figura 1.1: Diagramas de los ciclos básicos de refrigeración.

Los ciclos de absorción y compresión comparten la mayoría de los componentes del ciclo del refrigerante, incluyendo al evaporador, el condensador y la válvula de expansión. Sin embargo, en lugar del compresor, el ciclo de absorción utiliza un mecanismo de presurización más complejo, que permite suplir prácticamente toda la energía de entrada al sistema en forma de

calor. El vapor de refrigerante que sale del evaporador es absorbido por una solución líquida entre la sustancia del refrigerante y otra llamada *absorbente*. Estas dos sustancias deben tener una gran afinidad para lograr un proceso de absorción efectivo y continuo. Típicamente la masa de solución líquida en el sistema es mucho mayor que la de refrigerante, así como sus flujos, por lo que la absorción de refrigerante sólo aumenta ligeramente la concentración de refrigerante en la solución. Ahora bien, el proceso de absorción es exotérmico, por lo que debe existir un mecanismo de disipación continuo de calor. Es por esto que este proceso es realizado mientras la solución líquida es puesta en contacto indirecto con el ambiente mediante un intercambiador de calor llamado *absorbedor*.

Existen varias combinaciones factibles entre refrigerante y absorbente, cada una adecuándose más a cierto rango de temperaturas de enfriamiento. En este trabajo se considerará una máquina de absorción en donde el refrigerante corresponde a agua pura  $H_2O$  y el absorbente es bromuro de litio LiBr. En condiciones de equilibrio estándar el LiBr puro se presenta en estado sólido cristalino, pero la mezcla diluida entre éste y  $H_2O$  se presenta en estado líquido. A pesar de que el agua sea la sustancia absorbida, al hablar de la concentración de la mezcla en este caso se suele hacer en base a la concentración de LiBr en la mezcla, denominándose *solución fuerte* y *solución débil* a la baja y alta concentración de refrigerante, respectivamente.

La solución débil (con alto contenido de refrigerante) que sale del absorbedor es típicamente presurizada con una bomba hidráulica, aunque si bien ésta consume energía en forma de trabajo (típicamente eléctrica), su potencia es tan baja que normalmente no representa siquiera el 1% de la energía entrante al sistema en forma de calor. Este pequeño consumo contrasta fuertemente con la presurización de vapor que ocurre en el ciclo de compresión de vapor, que utiliza una cantidad de energía del mismo orden de magnitud que la cantidad de enfriamiento que produce. Esta diferencia se debe a que la energía necesaria para presurizar a una sustancia es inversamente proporcional a su densidad. La solución débil presurizada es posteriormente calentada por la fuente de calor principal del sistema en el intercambiador de calor denominado *generador* o *desorbedor*, haciendo que la solubilidad de la mezcla disminuya hasta que el refrigerante se separe de ella en forma de vapor, quedando una solución más concentrada (en base al LiBr). Este vapor de refrigerante a alta presión, al igual que en el ciclo de compresión de vapor, es enfriado y condensado en el *condensador* y luego despresurizado en la válvula de expansión, completando el ciclo. Por otro lado, la solución fuerte que queda en el generador es también despresurizada en otra válvula de expansión y, posteriormente, introducida al absorbedor para completar su propio ciclo. Para aumentar la eficiencia del sistema se suele aprovechar la alta temperatura de la solución fuerte que sale del generador para precalentar la solución débil que está por entrar a él, mediante un intercambiador de calor adicional, llamado *recuperador* o simplemente *intercambiador de calor de solución*.

El intercambio de calor entre la máquina y el exterior en los 4 componentes principales, se suele lograr mediante un fluido de transferencia de calor, comúnmente agua, que fluye a

través de una tubería hacia el interior de la máquina, donde se pone en contacto indirecto con el fluido interno. Así, la máquina se hace funcionar mediante, en principio, mediante 4 flujos externos: un flujo de agua caliente proveniente de la fuente de calor que atraviesa al generador, un flujo de agua enfriada por la máquina en el evaporador, y dos flujos de agua encargados de extraer el calor de disipación de la máquina, los cuales generalmente rechazan ese calor en una torre de enfriamiento. En muchos casos estos dos últimos flujos se ven combinados en un sólo flujo que atraviesa el absorbedor y el condensador en serie (en máquinas pequeñas) o en paralelo (en máquinas grandes). De esta forma, la operación de la máquina se rige por (al menos) 6 variables de entrada: la temperatura de entrada y la tasa de flujo correspondiente de los circuitos de la fuente de calor (generador), del agua enfriada (evaporador) y de disipación (absorbedor y condensador). Sin embargo, como se puede deducir de la Figura 1.1.b, existen otras variables secundarias que en teoría son controlables: la potencia de la bomba de solución débil (expresable también en función de su voltaje, velocidad o tasa de flujo que impulsa) y la apertura de las válvulas de expansión. Aunque depende del diseño particular, la bomba y las válvulas son comúnmente reguladas mediante un sistema de control integrado, ya sea según una estrategia de control específica o en un estado de operación fijo. No es común encontrar máquinas cuyo control de estas variables sea accesible, principalmente porque la respuesta a éstas es más delicada y compleja, y porque su control no es necesario para regular la capacidad de enfriamiento de la máquina.

Mediante un simple balance de energía en todo el sistema, se puede deducir que la suma entre la tasa de calor que entra por medio del efecto de refrigeración en el evaporador,  $Q_e$ , y la tasa de calor de entrada al sistema en el generador,  $Q_g$ , debe ser igual a la suma entre la tasa de calor disipado en el absorbedor,  $Q_a$ , y la del condensador,  $Q_c$ , sumado a las pérdidas de calor inadvertidas en el sistema,  $Q_{loss}$ :

$$Q_e + Q_g = Q_a + Q_c + Q_{loss} \quad (1.1)$$

Por otro lado, como el objetivo de la máquina es cuantificado por la cantidad de frío generada,  $Q_e$ , y el costo es principalmente el calor de entrada en el generador,  $Q_g$ , la medida de rendimiento más utilizada es el llamado *coeficiente de rendimiento*:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (1.2)$$

Es necesario aclarar que la energía asociada a la tasa de enfriamiento en el evaporador no proviene de la energía introducida en el generador propiamente tal, sino que esta última es simplemente la necesaria para que la máquina funcione. De hecho, ambos flujos de energía ocurren en dirección entrante al sistema, la cual luego sale mediante disipación, como indica la ecuación (1.1). Por esta razón, en teoría la capacidad de enfriamiento de una máquina de absorción puede ser mayor a la tasa de calor de entrada, o equivalentemente, el COP puede ser mayor a 1, al igual que en el ciclo de compresión de vapor o cualquier bomba de calor. Ahora

bien, el COP de cualquier ciclo de refrigeración o bomba de calor depende fundamentalmente de su diseño, aunque puede variar en cierta medida en función de las condiciones de operación. La máquina que opera con el par de bromuro de litio y agua permite enfriar típicamente sólo desde los 5°C hacia arriba con su mejor eficiencia, por lo que es más apropiado utilizarla en aplicaciones de aire acondicionado o enfriamiento leve. El COP de la clase más simple de chiller de absorción (simple efecto) de LiBr–H<sub>2</sub>O, sin embargo, suele ser alrededor de 0,7 mientras que el COP de una unidad de aire acondicionado simple suele estar entre 2 y 4 [49]. Esto se debe fundamentalmente a la reducida cantidad de exergía presente en la fuente de calor, comparado a una fuente de energía en forma de trabajo. Como la exergía depende de la temperatura de la fuente de calor, se han desarrollado clases más complejas de máquina de absorción que permiten obtener coeficientes de rendimiento superiores (de alrededor de 1,2 para máquinas de doble efecto), siempre y cuando el calor entrante  $Q_g$  provenga de una fuente de mayor temperatura.

## 1.2. Modelamiento de máquinas de absorción

Existen varios métodos para el modelamiento matemático de una máquina de absorción, entre los cuales destacan por su utilidad:

### 1. Modelos basados en mecánica de fluidos computacional (CFD):

Éstos simulan los procesos de transferencia de momentum, calor y masa mediante la resolución de sus respectivas ecuaciones en derivadas parciales (EDPs), sujetas a condiciones de borde de acuerdo a la geometría y otras características según el caso. Las variables que representan la solución están distribuidas espacialmente, en vez de poseer valores únicos, entrando este tipo de modelos en la categoría de *parámetros distribuidos* [7]. La solución obtenida mediante esta clase de métodos es mucho más detallada y de una mayor precisión, en comparación a sus alternativas, pero su costo computacional es órdenes de magnitud mayor. Su mayor utilidad se encuentra en el análisis y optimización detallados de componentes particulares en la máquina, especialmente sus intercambiadores de calor. A modo de ejemplo ilustrativo, Mahamoudou et al. (2022) realizaron una revisión bibliográfica de diversos estudios sobre la transferencia de calor y masa en absorbedores de película descendente.

### 2. Modelos termodinámicos de parámetros concentrados:

En contraposición a los modelos descritos anteriormente, los modelos de parámetros concentrados o *cero-dimensionales* agrupan cada proceso en el sistema en un elemento que describe sus variables globales, pasando a depender a lo sumo del tiempo. Al prescindir de variables espaciales, los elementos de un modelo de parámetros concentrados están descritos por ecuaciones diferenciales ordinarias (EDOs) o ecuaciones algebraicas [7], y las variables que representan la solución del modelo son globales, como una tasa de flujo total y su temperatura media correspondiente, o coeficientes convectivos. Por esta razón, estos modelos tienden a tener costos computacionales mucho menores, pero una menor

precisión en la solución, al contar con menos información y necesitar simplificaciones adicionales. La gran mayoría de los modelos de máquinas de absorción encontrados en la literatura son de parámetros concentrados, siendo uno de los primeros el de Gomed y Grossman [11]. En el libro *Absorption Chillers and Heat Pumps* (2ª edición) de Herold, Radermacher y Klein [1] se describe en gran detalle un modelo termodinámico estacionario básico aplicable a la mayoría de máquinas de absorción comerciales, y que ha servido de base para muchos trabajos en la literatura [22, 23]. Los modelos termodinámicos de esta índole pueden potencialmente llegar a excelentes niveles de precisión, respecto a una versión básica, mejorando el modelamiento de diversos fenómenos, entre los cuales pueden encontrarse en la literatura: la variabilidad de los coeficientes de transferencia de calor en función de las tasas de flujo externas [19] u otras variables [25], y un modelamiento más detallado de intercambiadores de calor de película [32–35].

### 3. Método de la ecuación característica de máquinas de absorción:

Postulado inicialmente por Takada en 1982 y Furukawa et al. en 1983, y refinado desde entonces [12], este método resulta de aplicar ciertas simplificaciones esenciales al modelo termodinámico de parámetros concentrados, que lo convierten en un sistema de ecuaciones algebraicas lineales cuya solución expresa las tasas de transferencia de calor externas como función lineal de las temperaturas de operación externas (de los circuitos de agua caliente, disipación y enfriamiento). Por la naturaleza de este método, su ventaja radica en su capacidad para predecir los estados estacionarios de operación de una máquina de absorción a partir de una ínfima cantidad de datos experimentales, sin necesidad de conocer sus parámetros de diseño. El método ha sido descrito en detalle por Hellmann et al. [12], y se han desarrollado varias modificaciones y herramientas para el ajuste experimental de sus parámetros, como lo han hecho Puig-Arnavat et al. [37]. La simplificación más delicada de este método es la consideración de coeficientes de transferencia de calor constantes, lo cual ocurre solamente en regímenes de operación sin cambios bruscos en las características de transferencia de calor en los diversos intercambiadores, por lo que en principio no es aplicable para todos los modelos de máquinas de absorción.

### 4. Modelos basados en datos empíricos:

Por último, es posible generar un modelo basado en la interpolación y extrapolación de datos empíricos que se tengan de la máquina en particular. El problema de este método es que, al no capturar la física de la máquina, pueden inducirse errores notables en resultados interpolados, pero por sobre todo extrapolados. Otra vía consiste en la normalización de una gran cantidad de datos de distintas máquinas similares, para construir un modelo genérico que, a partir del dimensionamiento requerido, simule el comportamiento de una máquina genérica. Este es el caso del modelo de chiller de absorción de simple efecto *Type 107* incluido en el software de simulación de sistemas energéticos TRNSYS [5]. Aparte de los posibles problemas ya mencionados, el uso de un modelo genérico, incluso bien dimensionado, puede generar errores de predicción de una máquina en concreto, debido a particularidades en su diseño [13, 17].

### 1.3. Motivación y estado del arte

Si bien algunos sistemas energéticos operan idealmente en un mismo estado constante en el tiempo, muchos sistemas de refrigeración y aire acondicionado operan de acuerdo a una carga variable durante el día o durante el año, debido a variaciones en la carga térmica sobre el espacio o cuerpo a enfriar. En muchos casos, y con especial relevancia en el contexto de acondicionamiento de espacios, la carga térmica se ve afectada principalmente por la irradiación solar y la temperatura ambiente, con lo que suele tener una evidente variación diaria. Adicionalmente, la carga térmica puede variar de forma puntual a causa de eventos como la apertura de ventanas y puertas, así como la entrada y salida de personas u otros cuerpos, aunque generalmente con efectos menores en el perfil de carga de la máquina. Dalibard et al. (2016) estudiaron estrategias de control de un sistema de refrigeración por absorción, en una aplicación de aire acondicionado con un perfil de demanda dado indirectamente por la irradiación solar, donde se minimizó el consumo eléctrico del sistema. El perfil considerado sólo presentaba variaciones del orden horario y sin discontinuidades, por lo que a grandes rasgos el seguimiento de la demanda tuvo resultados satisfactorios. Sin embargo, al estar basada únicamente en un modelo estacionario empírico, la estrategia de control fue incapaz de suavizar el perfil resultante de generación de frío en el orden de pocos minutos, observándose fluctuaciones cortas de hasta el 5 % de la capacidad, esto a causa que el tiempo que tarda la máquina en converger al equilibrio es de este mismo orden de magnitud. Delač et al. (2018) realizaron un estudio de la misma índole, comparando resultados experimentales a un modelo cuasi-dinámico, pero sin el control optimizado multivariable, obteniendo resultados similares, pero fluctuaciones puntuales de hasta el 15 % de la capacidad.

Las aplicaciones descritas anteriormente no son especialmente exigentes en el control bajo operación variable del chiller de absorción, al no tenerse un perfil de demanda de generación de frío con variaciones rápidas y bruscas. Más aún, incluso con un perfil resultante de generación de frío con muchas fluctuaciones alrededor de la demanda, es posible conseguir errores medios muy bajos en un intervalo de tiempo mayor (de 1 hora en adelante), ya que las fluctuaciones son absorbidas por la propia inercia térmica del cuerpo o espacio enfriado, tal como lo hace un condensador en un circuito eléctrico. Sin embargo, existen aplicaciones mucho más sensibles a las variaciones en la carga térmica, especialmente en el contexto de la refrigeración, como lo es el almacenamiento y transporte de vacunas, las cuales deben mantenerse en todo momento en un rango estrecho de 6°C, venciendo posibles cambios abruptos en la carga térmica dados, por ejemplo, por la apertura del contenedor o un cambio en el número de unidades almacenadas. En este contexto, la refrigeración por absorción ha sido señalada como una de las mejores alternativas [48].

La mayoría de las aplicaciones en la literatura describen el uso de una estrategia de control basada únicamente en la información de los estados equilibrio de la máquina, ya sea mediante un modelo estacionario teórico o empírico [42]. Esto permite controlar las variaciones netas

de la máquina en intervalos de tiempos superiores a su propio tiempo de respuesta, esto es, el control simple mediante la fijación de un *setpoint* que puede variar en el tiempo, el cual será seguido por la máquina. Sin embargo, al no prever la inercia propia de la máquina de absorción, el perfil temporal de generación de frío se encontrará desfasado del perfil de la variable de control. Tras un cambio puntual en el *setpoint* de la máquina, esto tiene como consecuencia directa un déficit de generación de frío en estos primeros momentos.

Para obtener control sobre la trayectoria dinámica de un sistema como este en tiempo real, y así amortiguar de forma efectiva toda variación indeseada en la carga térmica y las variables de entrada, es necesario utilizar una estrategia de control que tenga en cuenta el comportamiento dinámico (transiente) de la máquina, es decir, los procesos de acumulación de fluido y energía en sus distintos componentes. Este problema es resuelto mediante el desarrollo de un modelo transiente capaz de determinar la evolución temporal de las variables internas y externas de la máquina ante cambios en la variable de control. Una estrategia de control transiente no necesita fijar un *setpoint* para la generación de frío (o la temperatura de enfriamiento), sino que puede directamente calcular la trayectoria que la variable de control debe seguir, para producir un comportamiento temporal determinado en la generación de frío, hasta incluso en el orden de segundos. Ahora bien, la dinámica y el control de una máquina de absorción son notablemente más complejos que los del ciclo de compresión de vapor, debido principalmente a tres factores:

1. La gran cantidad de variables de control involucradas, tanto los flujos y temperaturas de entrada de los circuitos de la fuente de calor, agua enfriada y disipación, como aquellas correspondientes a los procesos internos, como lo son el flujo de solución impulsado por la bomba y la apertura de las válvulas. Por ejemplo, es posible controlar la generación de frío regulando el circuito de la fuente de calor, el de disipación o ambos a la vez.

Diversos estudios han abordado estas temáticas desarrollando modelos transientes de un chiller y estudiando su respuesta dinámica frente a cambios repentinos (tipo escalón) en la temperatura de la fuente de calor [15, 21, 24, 26, 27]. Wang et al. (2017) estudiaron adicionalmente el efecto de las temperaturas externas de disipación y refrigeración. Por otro lado, Sabbagh & Gómez (2018) también estudiaron perturbaciones cíclicas en la temperatura de la fuente. Sin embargo, ninguno de estos estudios ha analizado el efecto de variaciones en las tasas de flujo asociadas, en lugar de las temperaturas.

2. La respuesta dinámica del chiller es lenta, principalmente a causa de los procesos transientes de acumulación de fluido en cada componente. Por ejemplo, la tasa de flujo de refrigerante no es la misma en todos los componentes de la máquina, sino hasta que se haya alcanzado un estado estacionario o de equilibrio en el sistema. Tras una variación significativa de las variables de entrada, es típico observar tiempos de respuesta entre estados de equilibrio desde 5 hasta varias decenas de minutos [16, 21, 26], con lo que el control dinámico preciso resulta un gran desafío por explorar.

El tiempo de respuesta de la máquina se ha estudiado muy poco. Ebrahimnataj Tiji et al.

(2020) estudiaron la influencia del recuperador en la rapidez de respuesta al encendido de máquinas de absorción de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  y  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ , encontrando que la presencia y el aumento de la efectividad del recuperador no sólo impactan de manera positiva en la eficiencia, sino también en el tiempo de respuesta. Por otra parte, Wang et al. (2017) analizaron su dependencia frente a la magnitud de la perturbación tipo escalón, pero no se ha estudiado en función de otros parámetros relevantes en la operación variable. En estudios que no requieren este tipo de análisis, es frecuente encontrar el uso de modelos estacionarios, en donde destacan el método de la ecuación característica [12, 28–30] que simplifica el modelamiento teórico linealizando las ecuaciones de masa y energía en función de las temperaturas externas, y los modelos basados en datos empíricos, como los que se encuentran en el software comercial TRNSYS [5, 39–42].

3. El modelamiento de los fenómenos de transferencia de calor y masa presentes en la operación del chiller no es fácil, dado su acoplamiento y su dependencia en la geometría de los componentes y en el régimen de operación. Los diseños de chillers de absorción existentes típicamente unen los componentes de alta presión (generador y condensador) y baja presión (evaporador y absorbedor) en tanques unificados, en cuyo interior vapor fluye por diferencias de presión producidas por el cambio de fase en condiciones de saturación, y no un flujo forzado mecánicamente. Adicionalmente, el intercambio de calor entre los fluidos internos y externos al chiller no ocurre en intercambiadores de calor convencionales con flujo forzado, sino en serpentines sumergidos en el vapor o la solución líquida, según el caso, en los cuales las tasas de flujo son variables dependientes. Por estas razones, prácticamente todos los modelos transientes de máquinas de absorción simplifican su comportamiento mediante flujos unidimensionales entre componentes, considerando coeficientes de transferencia de calor constantes que intenten caracterizar con suficiente precisión al chiller bajo un amplio rango de condiciones de operación [15, 24, 26, 27]. Sabbagh & Gómez (2018) adicionalmente han incluido a su modelo la pérdida de calor al ambiente desde los tanques y el calentamiento de los mismos.

Estos tres factores representan un desafío para un modelamiento correcto y realmente representativo del funcionamiento de los chillers de absorción, sin recurrir a herramientas de simulación de fluidodinámica y transferencia de calor y masa, las cuales conllevan un inmenso costo computacional y de tiempo. Incluso, dependiendo del caso, modelos transientes como los descritos anteriormente pueden llegar a ser computacionalmente costosos en aplicaciones en tiempo real, como en control predictivo. En contraste, los modelos estacionarios, que se limitan a caracterizar estados de equilibrio del chiller, son de computación rápida, y por tanto factibles para ser integrados en este tipo de aplicaciones. Sin embargo, los largos tiempos de respuesta que caracterizan a la máquina de absorción implican que lo que un modelo estacionario predeciría para una evolución, no concordaría con el comportamiento transitorio real, excepto para evoluciones lentas en el tiempo, de decenas de minutos en adelante. Este trabajo de tesis propone investigar esta idea para distintas situaciones de control.

# Capítulo 2

## Objetivos

A continuación, se presentan el objetivo general, los objetivos específicos y los alcances de este trabajo.

### 2.1. Objetivo general

Comparar las respuestas entre un modelo estacionario y un modelo transiente de una máquina de absorción, estudiando las características dinámicas que los diferencian, en miras del control predictivo de la misma en condiciones de operación variable.

### 2.2. Objetivos específicos

- Desarrollar un modelo estacionario de máquina de absorción basado en las leyes de conservación de masa y energía, parametrizado en función de sus variables controlables.
- Adaptar el modelo estacionario a las características de operación del chiller comercial Yazaki WFC-10 [4].
- Desarrollar un modelo transiente de máquina de absorción basado en el estacionario, que represente adecuadamente la acumulación de masa y energía en los componentes principales de la máquina.
- Estudiar el efecto de distintos parámetros de operación variable en el tiempo de respuesta de la máquina y sus pérdidas transientes, mediante simulaciones en función de variaciones de tipo rampa en una cierta variable de control.
- Comparar conceptualmente la respuesta de un sistema de control basado en un modelo estacionario con el de un modelo transiente, en el seguimiento de un perfil temporal de demanda de generación de frío.

# Capítulo 3

## Metodología

### 3.1. Modelos

El primer paso en este trabajo corresponde al desarrollo de un modelo estacionario dimensionado en base a las características de operación nominales del chiller Yazaki WFC-10 [4]. Para lograr reflejar el comportamiento de la máquina respecto a sus diversas variables de entrada de forma que permita un análisis de la fenomenología física de la máquina, se escoge desarrollar un modelo termodinámico de parámetros concentrados. Ahora bien, mientras que un modelo termodinámico básico como el de Herold et al. (2016) es apropiado para representar el comportamiento de la gran mayoría de máquinas comerciales y prototipos simples, el WFC-10 presenta anomalías en su comportamiento fuera del punto de diseño que requieren ser consideradas para su modelamiento apropiado [13, 17]. Es por esto que el segundo paso corresponde a la adaptación de este modelo básico a las características particulares del WFC-10, que corresponden a 3 aspectos a modelar:

1. La pérdida de calor al ambiente en el generador, lo cual mejora notablemente el ajuste a los datos de operación nominal, como será discutido más adelante.
2. La variación del coeficiente convectivo externo del generador respecto a su tasa de flujo correspondiente.
3. El fenómeno de mojado parcial y rebalse de refrigerante en el evaporador (sección 4.2.3), efecto principalmente responsable del comportamiento particular del WFC-10.

Estas tres características nuevas requieren ser ajustadas paramétricamente a los datos operacionales publicados por el fabricante [4]. Los resultados de este trabajo presentan una comparación entre el comportamiento del WFC-10 y una máquina de absorción simple de igual dimensionamiento, comparando versiones del modelo con y sin la integración del punto 3, ya que los puntos 1 y 2 son fenómenos que ocurren en toda máquina de absorción. Luego, en base a este modelo estacionario, se desarrollará un modelo transiente que capte fenomenológicamente correcta la características de operación dinámica (temporal) de la máquina.

Los modelos estacionario y transiente estarán basados en las leyes de conservación de masa y energía en cada uno de los componentes presentes en un chiller de absorción de LiBr–H<sub>2</sub>O de simple efecto, cuyo diagrama de procesos se muestra en la Figura 1.1.b. El modelo transiente corresponderá a una extensión del modelo estacionario, que incluirá la acumulación de masa y energía en los tanques que conforman los pares generador-condensador y absorbedor-evaporador. Esto considera el modelamiento de los niveles de líquido que, por diferencias de presión y altura entre ambos tanques, provocan la recirculación de la solución concentrada de LiBr–H<sub>2</sub>O post-desorción de vapor y del refrigerante líquido que sale del condensador.

La programación de estos modelos es realizada en **Python**, utilizando la librería **CoolProp** [8] para la obtención de las propiedades termofísicas del agua, y una programación manual de las correlaciones de Kim & Ferreira (2006) para las propiedades de la solución de LiBr–H<sub>2</sub>O a distintas concentraciones. Para los cálculos iterativos, se hará uso de la librería **scipy.optimize**. El modelo estacionario es comprendido por un único sistema de 44 ecuaciones, mientras que el modelo transiente es compuesto por 3 bloques de 10, 29 y 6 ecuaciones, además de 10 ecuaciones adicionales para los fenómenos transientes de acumulación de fluido (ver Anexo B). Ambos modelos tienen 7 entradas, siendo las temperaturas y flujos externos, además del flujo de solución débil, y resuelven las propiedades termodinámicas y flujos internos, además de cantidades derivadas como tasas de flujo de calor.

Finalmente, para el cumplimiento del último objetivo específico (ver sección 2.2) se programará una versión inversa para los modelos estacionario y transiente, esto es, un algoritmo que a partir de cierto perfil temporal impuesto a la capacidad de refrigeración  $Q_e$ , como nueva variable de entrada al modelo, calcula el perfil temporal requerido para una cierta variable de control del modelo original. Esto significa que al ingresar este perfil temporal obtenido como entrada a los modelos transiente y estacionario originales, respectivamente, se obtendrá el perfil temporal de  $Q_e$  deseado. Esto se realiza con una serie de cálculos numéricos iterativos, que van construyendo la evolución de la variable de control de forma que se genere en cada instante de tiempo el valor impuesto a la variable de salida  $Q_e$ .

## 3.2. Simulaciones

La información a analizar en este trabajo se centra en la respuesta de los modelos estacionario y transiente, ante cambios temporales en una variables de control. Para esto, dos variables son consideradas: la temperatura de entrada del circuito externo del generador (la fuente de calor), y su tasa de flujo asociada. En la práctica, el control de esta temperatura es comúnmente visto en sistemas que utilizan el calor residual de procesos variables, en co-generación o cuando el calor de entrada se genera por combustión, mientras que el control del caudal del flujo caliente es utilizado en muchas aplicaciones donde se tiene un previo almacenamiento de agua caliente, como lo son la mayoría de sistemas que utilizan energía solar térmica. Este flujo es fácilmente regulable mediante el uso de una bomba centrífuga

con variador de frecuencia o con una válvula reguladora, y al controlarlo permite ajustar el consumo de energía térmica y la generación de frío.

Para estas dos variables de control, se realizarán los siguientes estudios:

- a) Se realizará un análisis de la respuesta dinámica del modelo transiente ante una variación de rampa<sup>2</sup> en la variable de control, para contrastar con la respuesta del modelo estacionario. Además se compararán las diferencias entre el modelo transiente básico y el modelo adaptado para el chiller WFC-10, y entre ambas variables de control consideradas. Se observarán las diferencias en cuanto a la respuesta de las distintas variables resultantes, como la capacidad de enfriamiento, el calor de entrada, y las diversas temperaturas y tasas de flujo internas del sistema, así como el tiempo de respuesta, definido como el tiempo que tarda el sistema en converger al estado estacionario a causa de una variación o perturbación en una de sus variables de control.
- b) Se estudiará el efecto de algunos parámetros de la operación variable sobre el tiempo de respuesta, con el objetivo de entender en mayor medida la inercia dinámica de la máquina. Estos parámetros son: la duración de la rampa en la variable de control, la magnitud de la rampa (la diferencia entre el valor inicial y el final, positiva o negativa) y por último la tasa de flujo impulsada por la bomba de solución, ya que ésta tiene gran influencia en el transporte interno de fluido a través de la máquina.
- c) Se analizará el efecto de la duración y magnitud de la rampa en las pérdidas transientes de una evolución, definidas como el error total de transferencia de calor entre los modelos estacionario y transiente,  $\int_0^\infty Q dt$ , para la capacidad de refrigeración  $Q_e$  y el calor de entrada  $Q_g$ , con el fin de cuantificar la pérdida de rendimiento por la inercia dinámica de la máquina, dada una estrategia de control simple que no tenga en cuenta este fenómeno.
- d) Finalmente, haciendo uso de los modelos transiente y estacionario inversos, se impondrá un perfil temporal determinado a la generación de frío  $Q_e$ , simulando una demanda de enfriamiento, y se utilizarán los modelos transiente y estacionario inversos para calcular el perfil requerido por la variable de control en cada caso. Esto es ilustrado en la Figura 3.1. Se utilizará un perfil sinusoidal en  $Q_e$ , bajo 2 casos: de 1 minuto y de 1 hora de duración. El perfil calculado por el modelo transiente inverso (1) representa conceptualmente a la estrategia de control a seguir para lograr la evolución exacta en  $Q_e$  en la máquina real (con inercia dinámica), mientras que el perfil calculado por el modelo estacionario inverso (2) corresponde a una estrategia de control que no considera el comportamiento dinámico de la máquina. Luego, se calculará la respuesta transiente al perfil de control estacionario (4), para finalmente comparar los resultados de ambas estrategias de control (estacionaria y transiente), calculando el error medio entre los perfiles temporales obtenidos, y la diferencia en la cantidad de frío total generada durante el período.

---

<sup>2</sup> Variación lineal en el tiempo entre ciertos valores inicial y final. En particular, una rampa con duración nula en el tiempo corresponde a una variación de escalón.

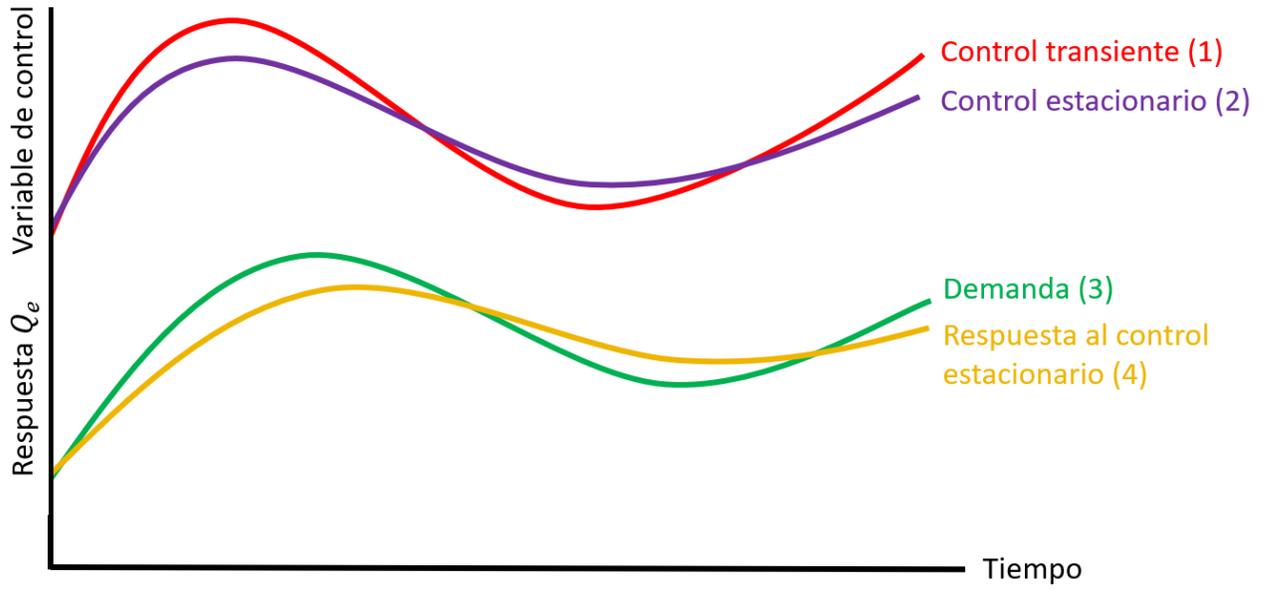


Figura 3.1: Representación conceptual del estudio d).

# Capítulo 4

## Desarrollo de los modelos

En este capítulo se describirán y discutirán los modelos y ecuaciones matemáticas utilizadas en este trabajo para simular el comportamiento de la máquina de absorción.

### 4.1. Modelo estacionario básico

El diagrama de la Figura 4.1 corresponde al ciclo de absorción de simple efecto de  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ , con sus diferentes estados enumerados según Herold et al. (2016). Las flechas verdes (1-2-3) indican el flujo de la solución débil ( $\dot{m}_w$ ), las rojas (4-5-6) la solución fuerte ( $\dot{m}_s$ ) y las azules (7-8-9-10) el refrigerante ( $\dot{m}_r$ ). El fondo rosado representa la zona de presión alta del ciclo ( $P_{high}$ ) y el fondo celeste la zona de presión baja ( $P_{low}$ ). Los cinco procesos de transferencia de calor figuran como cajas naranjas y los circuitos externos como flechas negras.

- El agua caliente (11-12) entrega calor a alta temperatura ( $Q_g$ ) a la solución débil (3) en el generador, separándola en la solución fuerte (4) y el vapor de agua (7).
- El circuito de disipación (15-16) absorbe calor ( $Q_c$ ) en el condensador, lo cual produce la condensación del refrigerante (7) a agua líquida (8).
- El agua enfriada (17-18) bajo la temperatura ambiente, cede calor ( $Q_e$ ) en el evaporador al refrigerante líquido a baja presión (9), causando su evaporación (10).
- El circuito de disipación (13-14) enfría ( $Q_a$ ) a la solución fuerte (6) en el absorbedor, permitiendo la absorción del vapor (10), quedando más diluida (1).
- En el recuperador, la solución fuerte que sale del generador (4) transfiere calor ( $Q_r$ ) a la solución débil que sale del absorbedor (3).

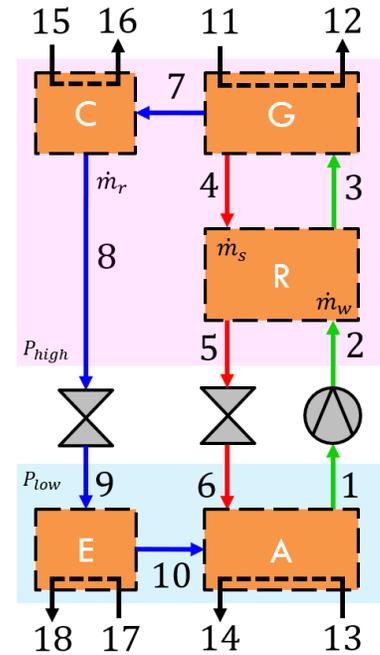


Figura 4.1: Diagrama del modelo estacionario.

El chiller a ser modelado tiene un circuito de refrigeración en serie, esto es, el flujo externo a través del absorbedor es el mismo que posteriormente atraviesa el condensador. Por lo tanto, los puntos 14 y 15 son el mismo. Por último, el diagrama presenta también los 3 procesos de flujo único: la bomba de solución (1-2) que impulsa y presuriza a la solución débil, la válvula de solución (5-6) que despresuriza a la solución fuerte, y la válvula de refrigerante (8-9) que hace lo mismo con el flujo de refrigerante. La temperatura se denota como  $T$ , la entalpía específica como  $h$ , la fracción másica de LiBr como  $x$  y el título de vapor como  $q$ .

Las simplificaciones utilizadas en el modelamiento termodinámico son:

- a) **Se desprecian las pérdidas de presión en todos los flujos, a excepción de las pérdidas acaecidas en las válvulas, que tienen como fin intencional la despresurización de los fluidos.** Esta simplificación es válida ya que en líquidos la entalpía tiene una dependencia ínfima con la presión, y los flujos de vapor son a velocidades muy bajas y por espacios amplios.
- b) **Los procesos en el generador, el condensador y el recuperador ocurren a la misma presión ( $P_{high}$ ), así como los procesos del absorbedor y el evaporador ( $P_{low}$ ).** Esto implica que variaciones de presión sólo ocurren en la bomba de solución y las válvulas. Esta simplificación se basa en que, en la máquina modelada, el generador y el condensador se encuentran en el mismo contenedor físico, así como el evaporador y el absorbedor. Por último, la simplificación a) implica que el recuperador comparta presión con el resto de componentes de alta presión, si se desprecian los cambios de presión por diferencias de elevación en este caso.
- c) **La solución de LiBr–H<sub>2</sub>O sale de los procesos del absorbedor (1) y generador (4) en estado saturado.** Esto quiere decir que mientras la solución de LiBr es enfriada/calentada, ésta absorbe/expulsa la mayor cantidad de vapor de refrigerante posible. En la realidad, la cantidad de refrigerante absorbido/expulsado por la solución depende de la concentración de LiBr local, de acuerdo con las leyes de transferencia de masa. En una simulación con el máximo nivel de exactitud, esto debiese tenerse en cuenta, pero repetidos resultados experimentales han validado el uso de esta simplificación, entregando buenos resultados en la práctica [1].
- d) **Las salidas de líquido y vapor de refrigerante del condensador (8) y el evaporador (10) se encuentran en estado saturado.** Esto básicamente desprecia los efectos del subenfriamiento y sobrecalentamiento que podría tener el refrigerante de salida, los cuales debieran ser leves en una máquina bien diseñada [1]. En el condensador, la salida sólo puede ser líquido saturado, mientras que en principio la salida del evaporador puede contener ambas fases (vapor y líquido), dependiendo del diseño particular, pero en la mayoría de éstos la salida corresponde a vapor puro.
- e) **La temperatura del vapor desorbido (7) es igual a la temperatura de saturación de la solución débil que entra al generador (3).** Asumiendo que el proceso

de desorción ocurre en condiciones continuas de equilibrio, la temperatura del vapor desorbido será igual a la temperatura local de la solución de donde salió. Sin embargo, mientras la solución expulsa vapor y pasa de débil a fuerte, experimenta un *deslizamiento* desde la temperatura de saturación de la solución débil ( $T_{3s}$ ) hasta la de la solución fuerte ( $T_4$ ) (simplificación c). Por lo tanto, la temperatura media del vapor se encuentra en este rango, obteniéndose con la cota inferior un mejor ajuste a los datos del fabricante.

- f) **La tasa de flujo másico de solución débil impulsada por la bomba de solución es un parámetro independiente del resto de las variables** [1]. Esto quiere decir que, a menos que este parámetro se controle deliberadamente, tendrá un valor constante en las simulaciones. En la práctica, la veracidad de esta simplificación depende del tipo de bomba. Las bombas volumétricas impulsan un caudal constante, mientras que en las bombas centrífugas o axiales éste depende de la diferencia de presión a vencer.
- g) **Se consideran los coeficientes globales de transferencia de calor ( $UA$ ), definidos en base a la diferencia de temperatura media logarítmica, como constantes, a excepción de variaciones paramétricas específicas introducidas en el modelo.** En la realidad, los coeficientes de transferencia de calor son un resultado principalmente de las características de convección térmica a ambos lados del intercambiador, cuantificadas por el coeficiente convectivo. Éste depende principalmente de la tasa de flujo y propiedades como la temperatura, la conductividad térmica, entre otras. Como se verá más adelante, esta simplificación no conlleva errores de gran magnitud, y reduce enormemente la complejidad del modelo. La diferencia de temperatura media logarítmica se calcula como:

$$\Delta T_{log}(T_A, T_B, T_C, T_D) = \frac{(T_A - T_B) - (T_C - T_D)}{\ln[(T_A - T_B)/(T_C - T_D)]} \quad (4.1)$$

- h) **Se desprecian las pérdidas de calor de la máquina al ambiente, excepto aquellas desde el generador.** En máquinas comerciales estas pérdidas son pequeñas, siendo despreciadas repetidamente en la literatura, con buenos resultados. Sin embargo, como es evidenciado en la sección 4.2, la inclusión de una pérdida de calor en el generador es necesaria para simular adecuadamente el comportamiento de la máquina estudiada.
- i) **La bomba de solución realiza un proceso isotérmico,** equivalente a un proceso isentrópico de un fluido incompresible [2]. Esta consideración induce errores ínfimos en los resultados, debido a la baja magnitud de la potencia hidráulica en relación a las magnitudes de los flujos de calor, incluso si su eficiencia fuese muy baja [1]. La única diferencia se traduce en un muy ligero aumento de la temperatura de salida (2).
- j) **Los circuitos externos fluyen a presión atmosférica.** En la realidad, existe una leve desviación, debido a la necesidad de vencer las pérdidas de carga en el circuito, pero de todas formas la dependencia de la entalpía en la presión es casi nula en líquidos.

El modelo de parámetros concentrados modela cada proceso del sistema como un conjunto reducido de ecuaciones, y entre ellas se encuentran las leyes de conservación de masa y energía para volúmenes de control, y relaciones entre propiedades termodinámicas. Respecto a estas últimas, se utilizó la formulación IAPWS95 para las propiedades del agua [9] (subíndice  $H_2O$ ) y la formulación de Kim e Infante Ferreira (2006) para las propiedades de la solución acuosa de bromuro de litio [10] (subíndice  $LiBr$ ). Así, en base a la explicación anterior de las variables del diagrama del modelo (Figura 4.1), se describen a continuación las ecuaciones del sistema.

#### 4.1.1. Absorbedor

Al proceso del absorbedor, por el lado interno, entran la solución fuerte (6) y el vapor de refrigerante absorbido (10), y sale la solución débil (1). El balance de masa total interno es:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s + \dot{m}_r \quad (4.2)$$

El balance de masa de LiBr interno es:

$$\dot{m}_w x_w = \dot{m}_s x_s \quad (4.3)$$

El balance de energía interno es:

$$Q_a + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_s h_6 + \dot{m}_r h_{10} \quad (4.4)$$

Por el lado externo fluye el agua de refrigeración. El balance de masa externo es trivial, mientras que el balance de energía es:

$$Q_a = \dot{m}_{cool}(h_{14} - h_{13}) \quad (4.5)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$T_1 = T_{sat, LiBr}(x_w, P_{low}) \quad (4.6)$$

$$h_1 = h_{LiBr}(T_1, x_w, P_{low}) \quad (4.7)$$

$$h_{13} = h_{H_2O}(T_{13}, P_{atm}) \quad (4.8)$$

$$h_{14} = h_{H_2O}(T_{14}, P_{atm}) \quad (4.9)$$

donde se usó la simplificación c).

Para modelar la transferencia de calor, se utiliza la formulación de coeficientes globales y la diferencia de temperatura media logarítmica. En el caso del absorbedor, las temperaturas usadas para el cálculo de esta última son las temperaturas de entrada y salida de la solución

(debido a que está en contacto directo con el tubo), así como del circuito externo:

$$Q_a = UA_a \Delta T_{log}(T_6, T_{14}, T_1, T_{13}) \quad (4.10)$$

### 4.1.2. Generador

Al proceso del generador, por el lado interno, entra la solución débil (3), y salen la solución fuerte (4) y el vapor de refrigerante desorbido (7). El balance de masa total interno es:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s + \dot{m}_r \quad (4.11)$$

El balance de masa de LiBr interno es:

$$\dot{m}_w x_w = \dot{m}_s x_s \quad (4.12)$$

Nótese que las dos ecuaciones anteriores son idénticas a las del absorbedor (4.2, 4.3). Esto induce una redundancia en el sistema de ecuaciones para el modelo estacionario, por lo que sólo han de ingresarse una vez. Sin embargo, se verá más adelante que en el modelo transiente estas dos parejas de ecuaciones involucran flujos distintos dentro de la máquina, por lo que deben considerarse ambas.

Como un aspecto de mejora del modelo, se introduce una pérdida de calor en el generador, justificada en que éste es el componente que opera a mayor temperatura en la máquina. Para el chiller a simular, esto mejora notablemente el ajuste del modelo a los datos del fabricante. Integrando este aspecto, el balance de energía interno es:

$$Q_g + \dot{m}_w h_3 = \dot{m}_s h_4 + \dot{m}_r h_7 + Q_{loss} \quad (4.13)$$

Por el lado externo fluye el agua caliente. El balance de energía externo es:

$$Q_g = \dot{m}_{hot}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.14)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$T_4 = T_{sat, LiBr}(x_s, P_{high}) \quad (4.15)$$

$$h_4 = h_{LiBr}(T_4, x_s, P_{high}) \quad (4.16)$$

$$T_7 = T_{3s} = T_{sat, LiBr}(x_w, P_{high}) \quad (4.17)$$

$$h_7 = h_{H_2O}(T_7, P_{high}) \quad (4.18)$$

$$h_{11} = h_{H_2O}(T_{11}, P_{atm}) \quad (4.19)$$

$$h_{12} = h_{H_2O}(T_{12}, P_{atm}) \quad (4.20)$$

donde se usaron las simplificaciones c) y e).

Para modelar la transferencia de calor en el proceso de desorción se usan las temperaturas de entrada y salida de solución y flujo externo, despreciando la influencia del subenfriamiento de la solución débil entrante en la transferencia de calor, ya que la ganancia de calor sensible hasta la saturación ocupa una zona pequeña en el intercambiador. Por lo tanto, la ecuación de transferencia de calor es:

$$Q_g = UA_g \Delta T_{log}(T_{11}, T_4, T_{12}, T_{3s}) \quad (4.21)$$

Por último, la pérdida de calor en el generador se modelará de forma simple, asumiendo su transferencia a través de una pared plana desde el interior del espacio del generador hacia el ambiente. Inmediatamente dentro se encuentra el vapor desorbido a la temperatura  $T_7$ , y afuera se encuentra el aire asumido a condiciones estándar,  $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$ . El coeficiente global  $UA_{loss}$  considera la conducción y la convección a ambos lados, con lo que la ecuación de transferencia de calor es:

$$Q_{loss} = UA_{loss}(T_7 - T_{amb}) \quad (4.22)$$

En principio se podrían considerar pérdidas de calor en más componentes, si se tuvieran suficientes datos. Sin embargo, no es el caso, y complicaría innecesariamente al modelo.

### 4.1.3. Condensador

Al proceso del condensador, por el lado interno, entra el vapor de refrigerante (7) y sale como líquido condensado (8). Al haber 1 entrada y salida, el balance de masa es trivial. El balance de energía interno:

$$Q_c = \dot{m}_r(h_7 - h_8) \quad (4.23)$$

Por el lado externo fluye el agua de refrigeración, tras salir del absorbedor (14=15)<sup>3</sup>. El balance de energía externo es:

$$Q_c = \dot{m}_{cool}(h_{16} - h_{15}) \quad (4.24)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$T_8 = T_{sat,H_2O}(P_{high}) \quad (4.25)$$

$$h_8 = h_{H_2O}(P_{high}, q = 0) \quad (4.26)$$

$$h_{16} = h_{H_2O}(T_{16}, P_{atm}) \quad (4.27)$$

donde se utilizó la simplificación d). Adicionalmente,  $T_{15} = T_{14}$  y  $h_{15} = h_{14}$ .

Para modelar la transferencia de calor, se ignora el efecto del sobrecalentamiento inicial del refrigerante en la ley de transferencia de calor ya que ocupa una zona muy pequeña

<sup>3</sup> Se usa este índice duplicado para mantener la numeración de Herold et al. [1].

del intercambiador, así como se hizo en el caso del generador. Así, el refrigerante cruza el condensador prácticamente a la misma temperatura, correspondiente a la de saturación  $T_8$ . Por lo tanto, la ecuación de transferencia de calor es:

$$Q_c = UA_c \Delta T_{log}(T_8, T_{15}, T_8, T_{16}) \quad (4.28)$$

#### 4.1.4. Evaporador

Al proceso del evaporador, por el lado interno, entra el refrigerante (9) en estado bifásico, predominantemente líquido, pero con una pequeña presencia de vapor debido a la evaporación parcial ocurrida en la válvula del refrigerante (8-9) (detallado en la sección 4.1.7).

El refrigerante sale, en principio, como una posible mezcla de vapor y líquido saturados (10). En la mayoría de los chillers de absorción, por su diseño, es físicamente imposible la salida de refrigerante líquido, como es el caso de intercambiadores de tubos sumergidos o con bomba de recirculación de refrigerante, pero no es necesariamente el caso para el chiller a simular en este trabajo. La presencia de líquido a la salida disminuye notablemente el rendimiento de la máquina, puesto que su capacidad de enfriamiento es proporcional a la cantidad de refrigerante evaporado. Independiente de las condiciones de salida, el balance de energía interno se puede expresar como:

$$Q_e = \dot{m}_r(h_{10} - h_9) \quad (4.29)$$

Por el lado externo fluye el agua enfriada. El balance de energía externo es:

$$Q_e = \dot{m}_{chill}(h_{17} - h_{18}) \quad (4.30)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$T_{10} = T_{sat,H_2O}(P_{low}) \quad (4.31)$$

$$h_{17} = h_{H_2O}(T_{17}, P_{atm}) \quad (4.32)$$

$$h_{18} = h_{H_2O}(T_{18}, P_{atm}) \quad (4.33)$$

donde se usó la simplificación d). Hace falta todavía una ecuación para  $h_{10}$  en el caso general (vapor + líquido), la cual es obtenida en la sección 4.2.3 como parte de un modelo más sofisticado del evaporador, basado en el diseño particular de la máquina a simular, válido en primera aproximación tanto para el modelo estacionario como para el transiente. Como caso particular, para un modelo básico de un chiller típico es válida la ecuación:

$$h_{10} = h_{H_2O}(P_{low}, q = 1) \quad (4.34)$$

correspondiente al caso de vapor puro a la salida, descrito en la simplificación d).

En el caso del evaporador, la temperatura del fluido interno permanece constante en la temperatura de saturación  $T_9 = T_{10}$ , mientras que en el fluido externo se presenta el enfriamiento. Así, la ecuación de transferencia de calor para el evaporador es:

$$Q_e = UA_e \Delta T_{log}(T_{17}, T_9, T_{18}, T_9) \quad (4.35)$$

#### 4.1.5. Recuperador

El recuperador, o intercambiador de solución, permite usar parte de la energía del enfriamiento de la solución fuerte que sale del generador (4) en el calentamiento de la solución débil dirigida hacia el mismo (2). Como resultado, salen la solución débil a mayor temperatura (3) y la solución fuerte a menor temperatura (5). El balance de energía para la solución débil es:

$$Q_r = \dot{m}_w (h_3 - h_2) \quad (4.36)$$

y para la solución fuerte es:

$$Q_r = \dot{m}_s (h_4 - h_5) \quad (4.37)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$h_3 = h_{LiBr}(T_3, x_w, P_{high}) \quad (4.38)$$

$$h_5 = h_{LiBr}(T_5, x_s, P_{high}) \quad (4.39)$$

La transferencia de calor depende de las temperaturas de entrada y salida de ambos flujos:

$$Q_r = UA_r \Delta T_{log}(T_4, T_3, T_5, T_2) \quad (4.40)$$

La presencia del recuperador mejora el rendimiento de la máquina no sólo por el ahorro en calentamiento de la solución débil proveniente de una fuente externa, sino por el ahorro en enfriamiento de la solución débil, proceso que permite la absorción de refrigerante. El comportamiento ideal se lograría si la solución fuerte cediera todo el calor posible a la débil, lo cual ocurre si el fluido de menor capacitancia térmica ( $\dot{m}C_p$ ) llegase a la temperatura de entrada del otro fluido. Como el agua pura tiene un mayor calor específico que una mezcla con LiBr, y  $\dot{m}_s < \dot{m}_w$ , se concluye que el flujo de solución fuerte tiene menor capacitancia. Así, el máximo calor transferible teóricamente en el recuperador es:

$$Q_{r,max} = (\dot{m}C_p)_s (T_4 - T_2) \quad (4.41)$$

Luego, como medida del rendimiento del recuperador, se define su efectividad [3] como:

$$\varepsilon = \frac{Q_r}{Q_{r,max}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (4.42)$$

donde se usó la ecuación (4.37). La efectividad de un intercambiador lógicamente crece con su coeficiente global de transferencia, pero el valor límite cuando  $UA \rightarrow \infty$  es  $\varepsilon < 1$ , excepto para un intercambiador de doble tubo en contraflujo, donde se alcanza la igualdad.

#### 4.1.6. Bomba de solución

Mediante un balance de energía, el trabajo específico que la bomba realiza sobre la solución débil, según un proceso incompresible (simplificación i), es:

$$h_2 - h_1 = v_1(P_{high} - P_{low}) \quad (4.43)$$

donde  $v_1 = v_2$  es el volumen específico de la solución débil entrante a la bomba. Dado esto, la tasa de trabajo total que ingresa al sistema, equivalente a la potencia de la bomba dada la simplificación i), es:

$$W = \dot{m}_w(h_2 - h_1) \quad (4.44)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$h_2 = h_{LiBr}(T_2, x_w, P_{high}) \quad (4.45)$$

$$v_1 = h_{LiBr}(T_1, x_w) \quad (4.46)$$

La formulación de Kim e Infante Ferreira (2006) desprecia la dependencia de la presión en el volumen específico de la solución de LiBr-H<sub>2</sub>O.

#### 4.1.7. Válvula del refrigerante

A este proceso entra refrigerante en estado de líquido saturado (8), el cual se despresuriza mediante grandes pérdidas de carga, traspasando la curva de saturación, por lo que se genera evaporación súbita (*flash*) de una pequeña fracción del flujo de refrigerante. El estado de salida (9) es por tanto un flujo bifásico, predominantemente líquido, con título de vapor  $q_9$ . En la práctica, este proceso no tiene por qué ocurrir en una válvula real, sino que puede lograrse mediante un mecanismo de pérdida de carga bien dimensionado, como una tubería con diámetro y longitud adecuados. Además, a la salida de este proceso, el refrigerante es distribuido sobre el evaporador a través de un aspersor, cuya reducida área de paso contribuye a esta pérdida de carga.

Modelando a este proceso como adiabático y de trabajo nulo (ya que no hay superficies en movimiento), el balance de energía se reduce a un proceso isentálpico, es decir:

$$h_9 = h_8 \quad (4.47)$$

Las relaciones entre propiedades termodinámicas usadas son:

$$T_9 = T_{sat,H_2O}(P_{low}) \quad (4.48)$$

$$h_9 = h_{H_2O}(P_{low}, q_9) \quad (4.49)$$

#### 4.1.8. Válvula de solución

Este proceso es similar al de la válvula de refrigerante recién discutido. De la misma forma, típicamente la pérdida de presión requerida se logra con una adecuada combinación de longitud de tubería y una salida mediante aspersores. A este proceso entra la solución fuerte que sale del recuperador (5) y sale a menor presión, posiblemente con una pequeña cantidad de vapor generado mediante *flash* (6). A continuación se muestra el algoritmo para determinar las condiciones de salida.

En primer lugar, si el proceso es adiabático y de trabajo nulo, es isentálpico:

$$h_6 = h_5 \quad (4.50)$$

Ahora, como el proceso lleva al fluido a una presión  $P_{low}$  determinada, la ocurrencia de la evaporación súbita se verifica comparando  $h_6$  con la entalpía de saturación a la misma concentración y presión, es decir,  $h_{6s} = h_{sat, LiBr}(x_s, P_{low})$ . Desglosando ambos casos:

- Si  $h_6 \leq h_{6s}$ , no ocurre *flash*. En un proceso isentálpico, los fluidos incompresibles tienden a aumentar su temperatura conforme disminuye su presión [2], por lo que se espera un ligero aumento en la temperatura  $T_6$ , la cual puede ser determinada con la relación:

$$h_6 = h_{LiBr}(T_6, x_s, P_{low}) \quad (4.51)$$

- Si  $h_6 > h_{6s}$ , ocurre *flash*. El proceso cruza la superficie de saturación, a la temperatura  $T_{6s}$ , calculada a partir de:

$$T_{6s} = T_{sat, LiBr}(x_s, P_{low}) \quad (4.52)$$

Al despresurizarse, se genera una pequeña cantidad de vapor de agua  $\dot{m}_s q_6$ , y la solución se vuelve más concentrada, pasando de una concentración inicial  $x_s$  a una final  $x_f$  tal que  $x_f > x_s$ . Mediante balances de masa total y de LiBr, se deduce que la relación entre estas variables es:

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_s &= \dot{m}_f + \dot{m}_s q_6 \\ \dot{m}_s x_s &= \dot{m}_f x_f \end{aligned} \right\} x_f = \frac{x_s}{1 - q_6} \quad (4.53)$$

A partir de esto, la entalpía de la solución líquida restante se determina de:

$$h_f = h_{sat, LiBr}(x_f, P_{low}) \quad (4.54)$$

Asumiendo que el vapor generado se encuentra en equilibrio termodinámico con la solución, su temperatura estará entre  $T_6$  y  $T_{6s}$ , pero las diferencias en los resultados serán insignificantes por la pequeña cantidad de vapor generado, por lo que se tomará que

el vapor se genera a la temperatura  $T_{6s}$ , análogamente a la simplificación e) para el generador. Dado esto, la entalpía del vapor es igual a:

$$h_v = h_{H_2O}(T_{6s}, P_{low}) \quad (4.55)$$

Por último, mediante un balance de energía:

$$h_6 = h_f(1 - q_6) + h_v q_6 \quad (4.56)$$

Al resolver el sistema de ecuaciones desde la ecuación (4.53) a la (4.56) se determinan las variables  $q_6$ ,  $x_f$ ,  $h_f$  y  $h_v$ . Finalmente se calcula la temperatura de la solución líquida restante como:

$$T_6 = T_{sat, LiBr}(x_f, P_{low}) \quad (4.57)$$

Ésta será la temperatura utilizada en el cálculo de la transferencia de calor del absorbedor, puesto que es el líquido el que se pone en contacto directo con los tubos durante el intercambio de calor.

## 4.2. Modelamiento del chiller Yazaki WFC-10

La máquina de absorción en concreto que se pretende simular en este trabajo es el chiller WFC-10 de 35 kW de la marca japonesa Yazaki. En realidad, este código hace alusión a dos modelos de igual capacidad nominal: el WFC-SC10, que sólo puede funcionar como enfriador, y el WFC-SH10, que adicionalmente puede realizar funciones de calefacción, con tan solo unas modificaciones secundarias en su diseño, que no causan diferencias en su comportamiento en modo de enfriamiento, por lo que la literatura típicamente los engloba bajo un código común. La elección de este chiller es conveniente debido a la amplia cantidad de información operacional reportada por el fabricante [4], y a la diversidad de estudios realizados en torno a esta máquina [13, 14, 17, 18, 23–25]. La Figura 4.2 muestra una fotografía del WFC-SH10 en donde se aprecia la localización de sus componentes principales. En su parte inferior se pueden reconocer la bomba de solución y el recuperador.

Este chiller posee un circuito de disipación en serie, en donde el agua de refrigeración fluye primero a través del absorbedor y luego por el condensador, enfriando la solución y condensando al refrigerante, respectivamente. La máquina posee varios sensores de temperatura que le permiten operar según un sistema de control preestablecido, incidiendo en la apertura de las diversas válvulas y en la bomba de solución, por lo que, por defecto, los únicos parámetros libres para dirigir la operación de la máquina son las tasas de flujo y las respectivas temperaturas de los circuitos externos de agua caliente, de disipación y de agua enfriada: 6 grados de libertad en total. Sin embargo, el sistema de control evita problemas tales como la cristalización monitoreando estas temperaturas y flujos, restringiendo el rango real de operación de la máquina. El recuperador es en este caso un intercambiador de calor de placas, pero no se conocen más detalles [4, 18]. Gracias a su gran área superficial por unidad de volumen, los intercambiadores de placas suelen tener efectividades entre el 70 y el 90% [38, 50]. La Figura 4.3 muestra un diagrama en corte del interior de la máquina, y abajo se indican los componentes principales.

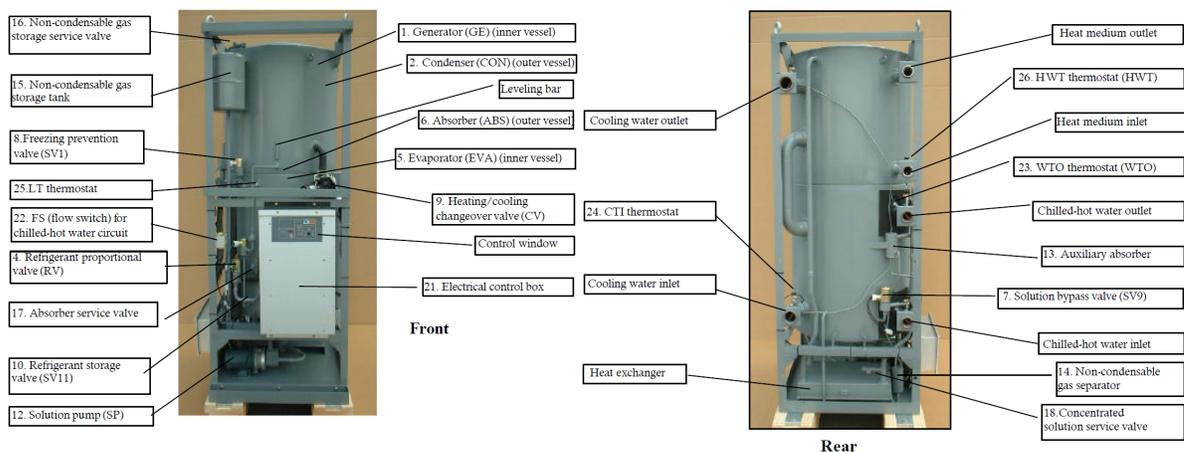
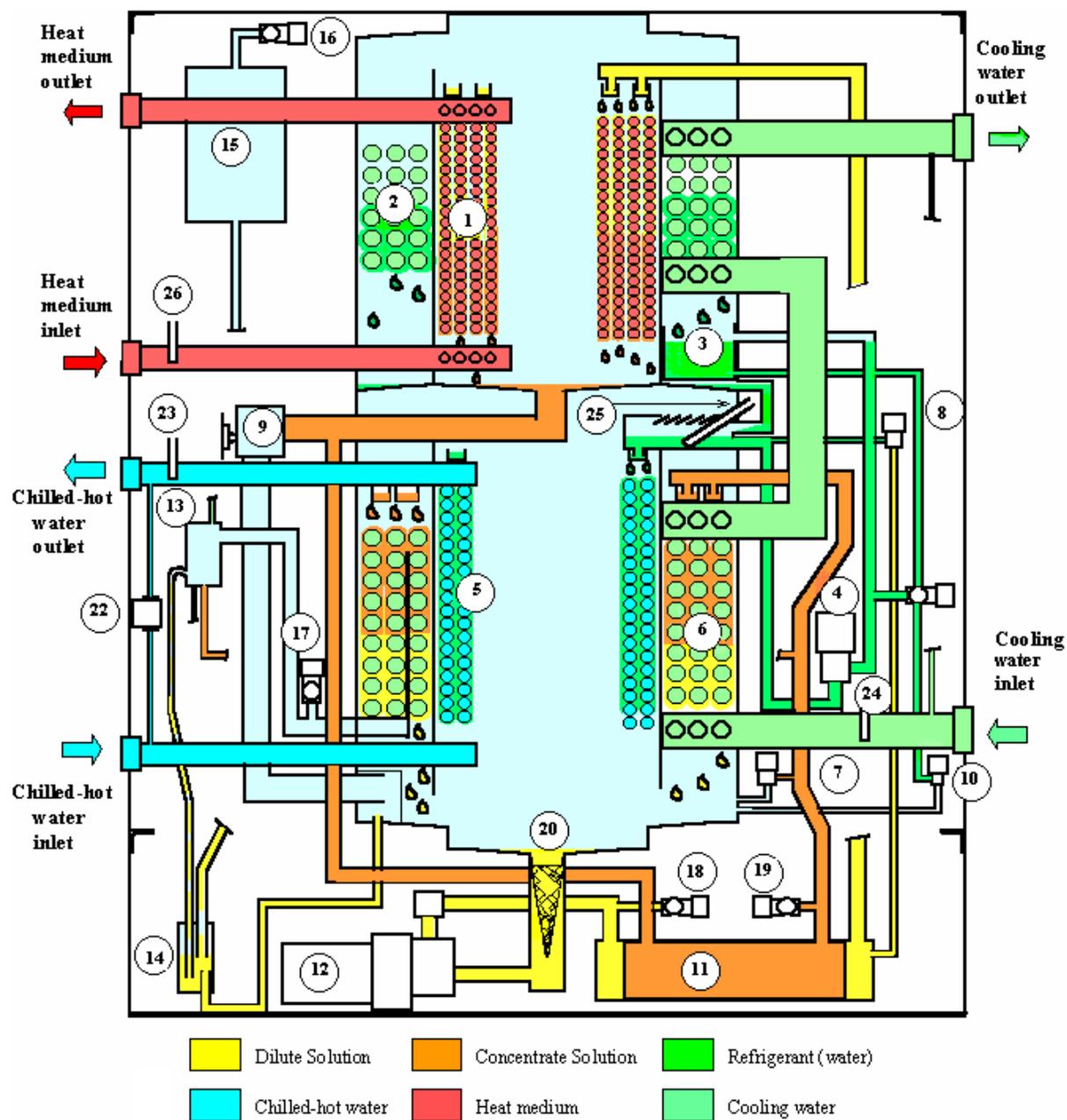


Figura 4.2: Identificación de componentes del chiller Yazaki WFC-SH10. Fuente: SFC-SC(H) Series Specifications, Yazaki Energy Systems, Inc. [4].



#	Componente	Puntos adyacentes en diagrama de modelo
1	Generador	3-4-7
2	Condensador	7-8
5	Evaporador	9-10
6	Absorbedor	1-6-10
11	Recuperador	2-3-4-5
12	Bomba de solución	1-2

Figura 4.3: Diagrama en corte y componentes principales del chiller *Yazaki WFC-SH10*. Fuente: SFC-SC(H) Series Specifications, Yazaki Energy Systems, Inc. [4].

### 4.2.1. Descripción de los intercambiadores de calor

La Figura 4.3 ilustra en detalle el diseño interior de la máquina, incluyendo la disposición de sus intercambiadores de calor. Como se aprecia en la figura, una de las características notables del diseño del WFC-10, es que sus 4 intercambiadores de calor principales son del tipo película descendente. Esto significa que los tubos por los que circula el fluido externo al ciclo se encuentran cubiertos por una delgada película de fluido interno en fase líquida, y rodeados a su vez de vapor. En el caso del evaporador, el generador y el absorbedor, el líquido (refrigerante o solución) es distribuido sobre los tubos por un aspersor, cayendo sobre éstos como una película delgada que va evaporando o absorbiendo vapor mientras cae de tubo en tubo. En el caso del condensador, el vapor inmediatamente en contacto con los tubos va formando una película al condensarse, que cae por efecto de la gravedad.

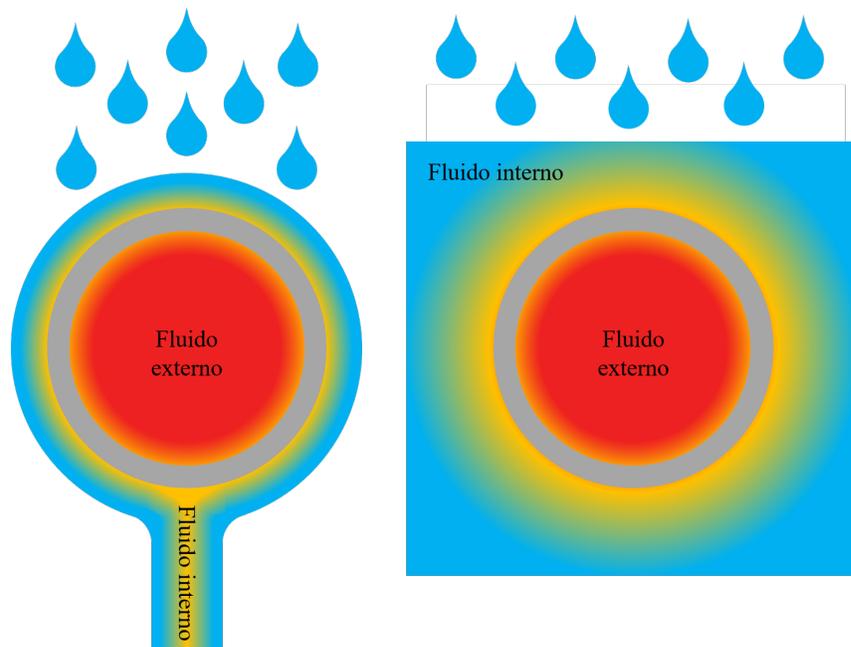


Figura 4.4: Transferencia de calor en un intercambiador de a) película descendente; b) tubos sumergidos.

La principal ventaja de los intercambiadores de película es que en muchos casos logran una mejor transferencia de calor entre fluido interno y fluido externo, en comparación a los intercambiadores de tubos sumergidos [36]. La Figura 4.4 muestra las diferencias entre éstos. En ambos casos, en el interior del tubo, por donde circula el fluido externo a la máquina, la convección es alta, por lo que la resistencia a la transferencia de calor suele estar dominada por el lado del fluido interno, es decir, en el exterior de los tubos. En el caso del intercambiador de película, el flujo descendente del fluido en película genera convección al ir renovando al fluido sobre el tubo, lo que impide que se establezcan capas gruesas de bajo gradiente térmico, generando continuamente una alta transferencia de calor. Por otro lado, en el intercambiador de tubos sumergidos, sólo existe una pequeña convección natural alrededor del tubo, estableciéndose así una capa de bajo gradiente térmico, generando mayor

resistencia a la transferencia de calor. Estas diferencias implican un mayor coeficiente global de transferencia de calor en el caso del intercambiador de película, por lo que, para una tasa de calor fija, el intercambiador de tubos sumergidos necesita un área mayor, aumentando el costo del equipo. En base a este criterio, se entiende la decisión de usar intercambiadores de película en el WFC-10. Sin embargo, como se explica más adelante, el uso de este tipo de intercambiador en el evaporador genera problemas de rendimiento fuera del punto de diseño.

#### 4.2.2. Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas del WFC-10 indican los valores a tomar por las variables de entrada en el punto nominal de la máquina. Éstos se indican en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Especificaciones del punto nominal del WFC-10 [4].

Circuito externo		Agua enfriada		Refrigeración		Fuente de calor	
Tasa de calor [kW]		$Q_e$	35,2 kW	$Q_{cool}$	85,4 kW	$Q_g$	50,2 kW
Tasa de flujo [kg/s]		$\dot{m}_{chill}$	1,52 kg/s	$\dot{m}_{cool}$	5,07 kg/s	$\dot{m}_{hot}$	2,32 kg/s
Temperaturas externas [°C]	Entrada	$T_{17}$	12,5°C	$T_{13}$	31°C	$T_{11}$	88°C
	Salida	$T_{18}$	7°C	$T_{16}$	35°C	$T_{12}$	83°C

Adicionalmente, el manual de operación de la máquina incluye, a modo de referencia, valores aproximados de algunas temperaturas internas en el punto nominal. En conjunto con los datos de la Tabla 4.1, las propiedades termodinámicas del agua y la solución de LiBr–H<sub>2</sub>O, y las ecuaciones de balance de masa y energía presentadas en la sección 4.1, es posible calcular el resto de variables que constituyen el estado de operación nominal del WFC-10 reportado por el fabricante. Las variables restantes se presentan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Estado de operación nominal del WFC-10 calculado de datos de su manual.

Variables globales		Temperaturas		Transferencia de calor*	
$Q_a$	41,91 kW	$T_1$	35°C	$UA_g$	5,210 kW/K
$Q_c$	37,07 kW	$T_2$	35°C	$UA_a$	7,804 kW/K
$Q_r$	15,78 kW	$T_3$	70°C	$UA_c$	18,29 kW/K
$Q_{loss}$	6,31 kW	$T_{3s}$	71,4°C	$UA_e$	6,651 kW/K
$P_{high}$	5,945 kPa	$T_4$	80°C	$UA_r$	2,188 kW/K
$P_{low}$	0,8136 kPa	$T_5$	40°C	$UA_{loss}$	0,136 KW/K
$\dot{m}_w$	0,2211 kg/s	$T_6$	40°C	$\Delta T_{log,g}$	9,635 K
$\dot{m}_s$	0,2061 kg/s	$T_7$	71,4°C	$\Delta T_{log,a}$	5,371 K
$\dot{m}_r$	0,01493 kg/s	$T_8$	36°C	$\Delta T_{log,c}$	2,027 K
$x_w$	0,5613	$T_9$	4°C	$\Delta T_{log,e}$	5,292 K
$x_s$	0,6019	$T_{10}$	4°C	$\Delta T_{log,r}$	7,213 K
		$q_9$	0,0538	$\Delta T_{loss}$	46,378 K

\*Según las definiciones particulares de cada  $\Delta T_{log}$  en la sección 4.1.

De estos datos se obtiene que, según la ecuación (4.42), la efectividad del recuperador es del  $\varepsilon = 89\%$ , valor que en efecto se encuentra dentro del rango esperable para intercambiadores de placas, comentado anteriormente. Por último, el coeficiente de rendimiento del chiller en su punto nominal, según la ecuación (1.2), es de  $\text{COP} = 0,701$ .

Las curvas de rendimiento reportadas por el fabricante, en función de algunas de las principales variables de entrada, se encuentran en el Anexo A. Como se menciona, las variables de entrada son la temperatura de entrada del agua de refrigeración  $T_{13}$  y del agua caliente  $T_{11}$ , la temperatura de salida del agua enfriada  $T_{18}$ , los tres flujos externos  $\dot{m}_{hot}$ ,  $\dot{m}_{cool}$  y  $\dot{m}_{chill}$  y el flujo impulsado por la bomba de solución  $\dot{m}_w$ . Téngase en cuenta que para las simulaciones de este trabajo se fijarán las 3 temperaturas de entrada, es decir,  $T_{17}$  y no  $T_{18}$ . Aplicando el modelo básico descrito en la sección 4.1 al WFC-10 y superponiendo las curvas de rendimiento del fabricante, se obtienen los gráficos de la Figura 4.5.

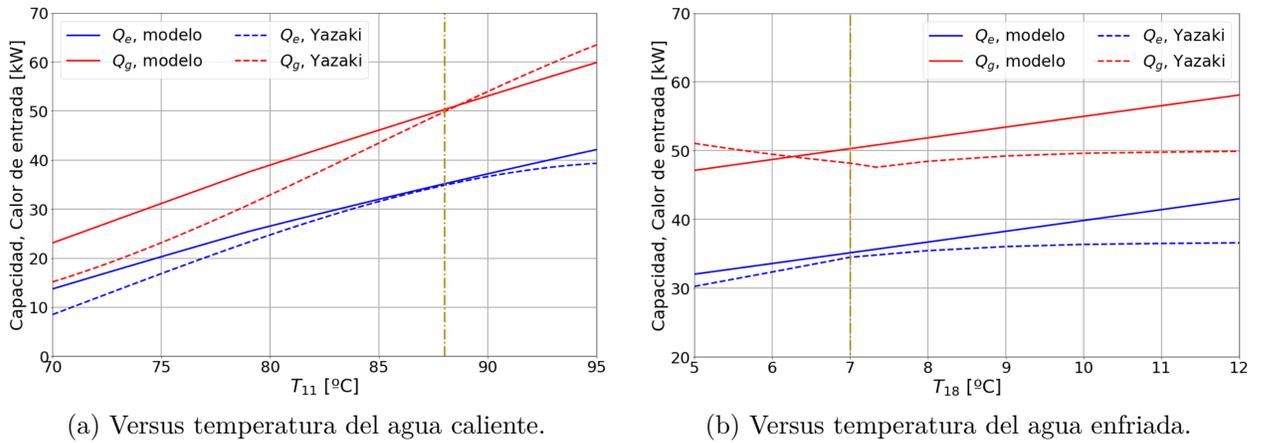


Figura 4.5: Resultados del modelo estacionario básico aplicado al WFC-10 en función de dos parámetros operacionales. Punto nominal destacado con línea vertical dorada.

Hay varios aspectos a discutir al respecto de estos gráficos:

- Las características del punto nominal según el fabricante no concuerdan entre ambos gráficos. De acuerdo a la Tabla 4.1, éste se encuentra en  $T_{11} = 88^\circ\text{C}$  (a) y  $T_{18} = 7^\circ\text{C}$  (b), y los valores extraíbles de la Figura 4.5.a sí corresponden a los de la tabla. Sin embargo, en la Figura 4.5.b el valor de la capacidad  $Q_e$  diverge en un 2,4% y el calor de entrada  $Q_g$  en un 4,5%, causando que las curvas del fabricante y las del modelo no coincidan en el punto nominal.
- En la Figura 4.5.b, el comportamiento general del calor de entrada  $Q_g$  es claramente distinto entre el del fabricante y del modelo. El primero no corresponde a un comportamiento típicamente esperado en máquinas de absorción (ver Anexo A).
- La curvatura de la curva de la capacidad  $Q_e$  reportada por el fabricante (discutida también en el Anexo A) es un comportamiento particular de los chillers WFC, que también tiene como consecuencia una mayor pendiente en la curva del calor de entrada

$Q_g$  en la Figura 4.5.a. Este comportamiento en cuestión resulta principalmente del diseño del evaporador, lo cual es discutido a continuación en la sección 4.2.3.

### 4.2.3. Modelo del evaporador

El chiller WFC-10, así como el resto de modelos de la misma línea, presenta características de rendimiento peculiares, esencialmente por cómo está diseñado el evaporador. Como fue discutido en la sección 4.2.1, los 4 intercambiadores principales (absorbedor, generador, evaporador y condensador) son de película descendente. En el caso de los dos primeros, un líquido es rociado sobre los tubos con los que cede o absorbe calor, en consecuencia absorbiendo o desorbiendo vapor de refrigerante, pero el fluido de salida sigue en estado líquido. Por lo tanto, teniendo en cuenta que el flujo de refrigerante es solo un 7% del flujo de solución, la superficie de los tubos mojada por el fluido esencialmente no cambia. En un intercambiador bien diseñado, se espera que toda la superficie de los tubos se encuentre mojada constantemente. Asumiendo poca variación en las propiedades termodinámicas, se espera que el coeficiente de transferencia  $U$  no cambie mucho, y sumado a un área de transferencia constante, se justifica la simplificación de coeficientes  $UA$  constantes para el rango operacional de la máquina.

Sin embargo, en el caso del evaporador cada “partícula” de líquido en contacto directo con el tubo es evaporada al instante, ya que el líquido entrante al componente (punto 8) ya se encuentra saturado. Por lo tanto, mientras el refrigerante líquido fluye de tubo en tubo, la cantidad de líquido fluyendo se va reduciendo continuamente hasta que todo el flujo de líquido sea evaporado, o bien hasta que no queden más tubos por cubrir y el refrigerante líquido restante caiga al fondo sin aprovecharse. Nurzia (2008) analizó este comportamiento del evaporador y desarrolló un modelo físico simplificado de este componente, pero aplicado a la versión anterior del chiller WFC-10, el cual utiliza un generador de termosifón, que reemplaza también a la bomba de solución. El comportamiento de la máquina cambia drásticamente entre este modelo y el nuevo (analizado en este trabajo), por lo que las características globales de operación no sirven como referencia [13, 14]. Esta formulación constituye la base para el modelo del evaporador presentado en el presente trabajo.

Como ilustra la vista en corte de la Figura 4.3, el evaporador del WFC-10 consiste en 2 tubos concéntricos en arreglo helicoidal. El agua enfriada entra a ambos tubos por su extremo inferior y sale por el superior. La Figura 4.6 muestra un sector del evaporador, en el cual los aspersores situados encima de los tubos distribuyen el refrigerante líquido (punto 9) sobre éstos. Al estar los tubos a una mayor temperatura que el refrigerante, ya en estado saturado, se evapora una cierta cantidad de este último, y el resto rebalsa al tubo debajo (o más bien, a la siguiente vuelta de la hélice). Por lo tanto, existe la posibilidad de rebalse de una fracción del refrigerante tras el último tubo, directamente dependiente de la tasa de flujo de refrigerante que entra al evaporador. También puede ocurrir que la cantidad de refrigerante entrante no sea suficiente para mojar todos los tubos, con lo que el área de transferencia de calor se ve reducida. Ambos fenómenos afectan al rendimiento del chiller.

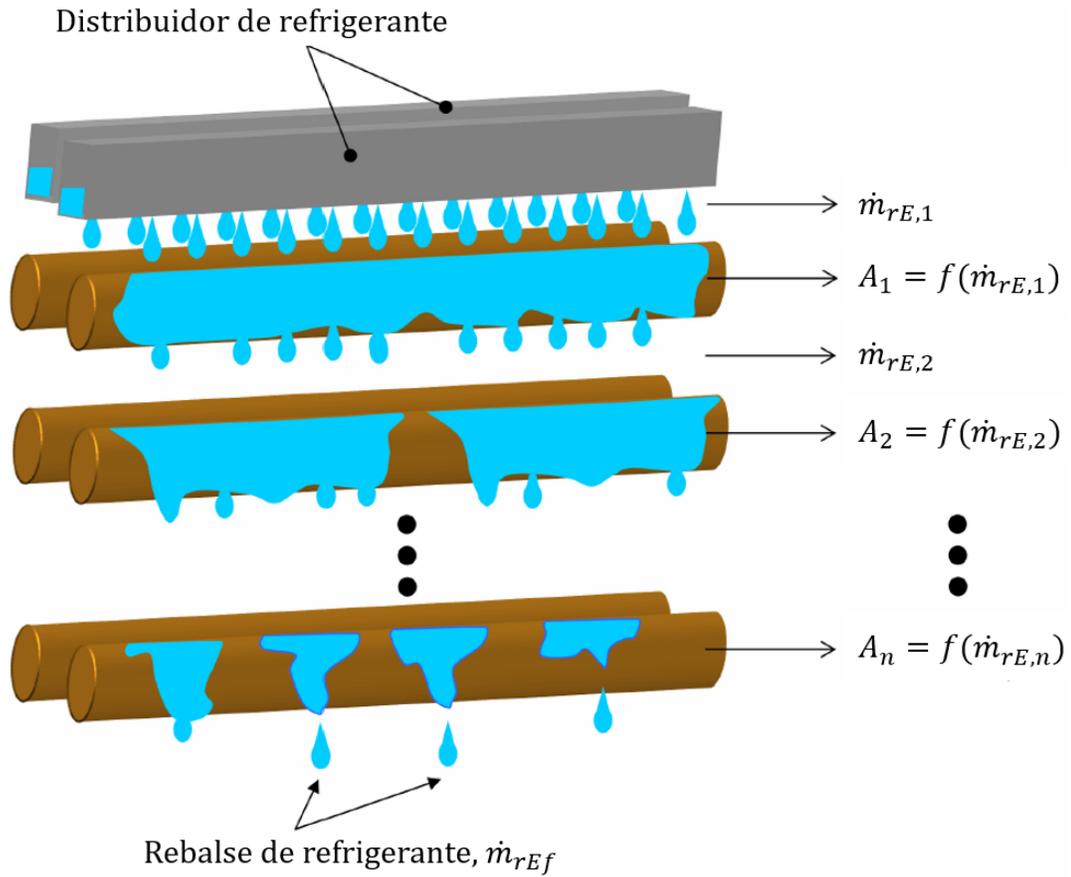


Figura 4.6: Diagrama del evaporador del WFC-10. Adaptado de Nurzia (2008).

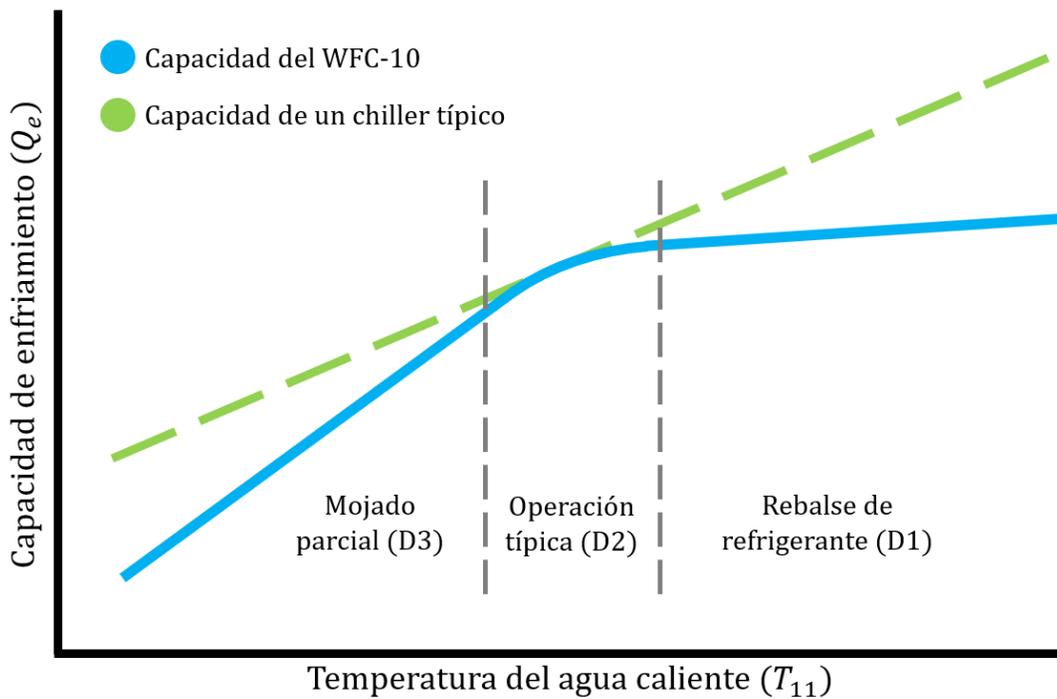


Figura 4.7: Dominios de operación del WFC-10.

Según la nomenclatura propuesta por Albers et al. (2003), se denomina *dominio 1* (D1) al régimen de operación con rebalse de refrigerante, el cual cae directamente en el pozo de solución del absorbedor, como muestra la Figura 4.3. Se asume que este rebalse sólo ocurre desde el último tubo, es decir, todo el rebalse de tubos superiores cae sobre tubos inferiores. El *dominio 2* (D2) se refiere al régimen similar al de una máquina de absorción con un evaporador sin rebalse ni mojado parcial de los tubos, caso representativo de la mayoría de los chillers estudiados en la literatura. El punto nominal del WFC-10 se encuentra en este dominio. Por último, el *dominio 3* (D3) corresponde al caso del evaporador parcialmente mojado descrito anteriormente.

El estado del refrigerante que entra al proceso del evaporador (9) corresponde a un flujo de tasa  $\dot{m}_r$  predominantemente líquido, pero con una pequeña fracción de vapor  $q_9$  resultante de la evaporación súbita en la válvula de refrigerante (sección 4.1.7), la cual no participa del proceso del evaporador, por lo que el flujo de líquido que entra al evaporador es:

$$\dot{m}_{rE} = (1 - q_9)\dot{m}_r \quad (4.58)$$

Por otro lado, se define la fracción de líquido de salida  $f_{liq}$  como la razón entre el flujo de refrigerante en estado líquido a la salida del evaporador  $\dot{m}_{rEf}$  (rebalse) y el flujo total de refrigerante líquido que entró al evaporador  $\dot{m}_{rE}$ , con lo que:

$$\dot{m}_{rEf} = f_{liq}\dot{m}_{rE} \quad (4.59a)$$

$$\dot{m}_{rEv} = (1 - f_{liq})\dot{m}_{rE} \quad (4.59b)$$

donde  $\dot{m}_{rEv}$  es el flujo de refrigerante efectivamente evaporado en los tubos. Para simplificar el análisis del flujo y evaporación en cada tubo, Nurzia (2008) propone asumir que el tubo de la fila  $k$  tiene fracción de área mojada  $f_{wet,k}$  proporcional al flujo de refrigerante sobre ese tubo, concretamente el flujo por unidad de longitud del tubo  $\Gamma = \dot{m}_{rE,k}/L$ , ya que es una medida de la intensidad local del flujo. Dado esto, es válido considerar a ambos tubos de una misma fila como un único tubo con área igual a la suma de ambos. Así,  $\dot{m}_{rE,k}$  representa el flujo total sobre la fila  $k$ , y el flujo que cae sobre la primera fila es  $\dot{m}_{rE,1} = \dot{m}_{rE}$ . Se asumirá adicionalmente<sup>4</sup> que sólo una vez el área de esta fila se encuentre completamente mojada,  $f_{wet,k} = 1$ , el excedente de flujo será el que caiga sobre la fila siguiente,  $\dot{m}_{rE,k+1}$ . Debido a que la fracción mojada sólo depende del flujo de refrigerante, entonces existe un flujo crítico  $\dot{m}_{rEc}$  que moja completamente el área de una fila de tubos, y al excederlo se produce rebalse hacia el tubo siguiente. Esto se puede expresar definiendo a la fracción de área mojada de una fila como:

$$f_{wet,k} = \begin{cases} \dot{m}_{rE,k}/\dot{m}_{rEc} & \text{si } \dot{m}_{rE,k} < \dot{m}_{rEc} \\ 1 & \text{si } \dot{m}_{rE,k} \geq \dot{m}_{rEc} \end{cases} \quad (4.60)$$

<sup>4</sup> En la realidad, una fila puede rebalsar sin estar completamente mojada, si la transferencia de calor es insuficiente. Sin embargo, información adicional es necesaria para cerrar el sistema de ecuaciones, razón de esta simplificación, que sirve como una aproximación de primer orden al fenómeno.

con lo que el flujo que rebalsa hacia la siguiente fila (de haberlo) es:

$$\dot{m}_{rE,k+1} = \dot{m}_{rE,k} - \dot{m}_{rEc} \quad (4.61)$$

• **Dominio 3: Mojado parcial**

Considerando que el número de filas de tubos es  $N$ , la fracción de área mojada global se puede calcular como:

$$\begin{aligned} f_{wet} &= \frac{A_k}{A} \sum_{k=1}^N f_{wet,k} = \frac{1}{N} (\nu - 1 + f_{wet,\nu}) = \frac{1}{N} \left( \nu - 1 + \frac{\dot{m}_{rE,\nu}}{\dot{m}_{rEc}} \right) \\ &= \frac{1}{N} \left( \nu - 1 + \frac{\dot{m}_{rE} - (\nu - 1)\dot{m}_{rEc}}{\dot{m}_{rEc}} \right) = \frac{\dot{m}_{rE}}{N\dot{m}_{rEc}} = \frac{\dot{m}_{rE}}{\dot{m}_{crit}} \end{aligned} \quad (4.62)$$

donde  $\nu$  es el número de fila donde ocurre por primera vez el mojado parcial, resultado debido a que en las filas  $k = 1 \dots \nu - 1$  los tubos se encuentran completamente mojados,  $f_{wet,k} = 1$ , y por tanto el flujo evaporado es igual al crítico,  $\dot{m}_{rE,k} = \dot{m}_{rEc}$ . Así, queda demostrado que para el caso de mojado parcial, la fracción de mojado global depende únicamente de un flujo crítico global  $\dot{m}_{crit} = N\dot{m}_{rEc}$  y no del número de filas. Por último, la fracción de líquido de salida es claramente  $f_{liq} = 0$ , con lo que todo el refrigerante líquido que entra al componente es evaporado,  $\dot{m}_{rEv} = \dot{m}_{rE}$ , según la ecuación (4.59b).

• **Dominio 1: Rebalse de refrigerante**

Según la simplificación adoptada, el rebalse de refrigerante sólo ocurre en la última fila de tubos ( $N$ ), ya que se asume que todo el rebalse en tubos superiores cae sobre los siguientes. Esto implica que para que el rebalse global ocurra, debe tenerse un evaporador completamente mojado,  $f_{wet} = 1$ . Según la ecuación (4.62), esto ocurre cuando  $\dot{m}_{rE} \geq \dot{m}_{crit}$ . Por tanto, la fracción de líquido de salida se puede expresar como:

$$f_{liq} = \frac{\dot{m}_{rEf}}{\dot{m}_{rE}} = 1 - \frac{\dot{m}_{rEv}}{\dot{m}_{rE}} = 1 - \frac{N\dot{m}_{rEc}}{\dot{m}_{rE}} = 1 - \frac{\dot{m}_{crit}}{\dot{m}_{rE}} \quad (4.63)$$

Esta expresión tampoco depende del número de filas de tubos, lo cual demuestra que, al usar esta simplificación, no es necesario conocer el número de tubos en el evaporador.

• **Dominio 2: operación típica**

Este dominio es simplemente la intersección de los dos anteriores, con lo que  $f_{wet} = 1$ ,  $f_{liq} = 0$ , y por lo tanto el flujo de refrigerante evaporado es  $\dot{m}_{rEv} = \dot{m}_{crit}$ .

Del análisis anterior se puede concluir que, en general:

$$f_{wet} = \begin{cases} \dot{m}_{rE}/\dot{m}_{crit} & \text{si } \dot{m}_{rE} < \dot{m}_{crit} \\ 1 & \text{si } \dot{m}_{rE} \geq \dot{m}_{crit} \end{cases} \quad (4.64)$$

$$f_{liq} = \begin{cases} 0 & \text{si } \dot{m}_{rE} < \dot{m}_{crit} \\ 1 - \dot{m}_{crit}/\dot{m}_{rE} & \text{si } \dot{m}_{rE} \geq \dot{m}_{crit} \end{cases} \quad (4.65)$$

A partir de estos resultados, en conjunto con las ecuaciones (4.59a) y (4.59b), se puede calcular el flujo de refrigerante rebalsado y evaporado, respectivamente. Luego, la ecuación de transferencia de calor (4.35) se puede expresar como:

$$Q_e = f_{wet} U A_e \Delta T_{log}(T_{17}, T_9, T_{18}, T_9) \quad (4.66)$$

donde  $U A_e$  es el coeficiente global de transferencia de calor en el punto crítico, es decir, cuando  $f_{wet} = 1$ , el cual es cercano, pero no idéntico, al punto nominal (ver Figuras A.1 y A.4 del Anexo A).

Siendo  $h_g$  y  $h_f$  las entalpías de vapor y líquido saturado, respectivamente, el balance de energía del refrigerante evaporado se puede expresar como:

$$\begin{aligned} Q_e &= (h_g - h_f) \dot{m}_{rEv} = (1 - f_{liq})(h_g - h_f) \dot{m}_{rE} \\ &= (1 - f_{liq})(1 - q_9)(h_g - h_f) \dot{m}_r = (1 - f_{liq})(h_g - h_9) \dot{m}_r \end{aligned} \quad (4.67)$$

Igualando esta expresión a la ecuación (4.29), se deduce que la entalpía de la mezcla líquido + vapor a la salida del evaporador, que posteriormente entra al absorbedor, es igual a:

$$h_{10} = h_g - f_{liq}(h_g - h_9) \quad (4.68)$$

La ecuación (4.68) cierra el sistema de ecuaciones del evaporador de la sección 4.1.4. Este modelo tiene como único parámetro libre el flujo crítico global  $\dot{m}_{crit}$ , cuyo ajuste desplaza el punto crítico (donde se alcanza  $f_{wet} = 1$ ) a través del rango de operación. De acuerdo a la Figura A.5 del Anexo A, el mejor rendimiento se alcanza en  $T_{18} = 7,33^\circ\text{C}$ , casi en el punto nominal, por lo que se decide fijar éste como el punto crítico, con  $\dot{m}_{crit} = 0,01448$  [kg/s].

#### 4.2.4. Variación respecto a los flujos externos

El modelo básico presentado en la sección 4.1 ya presenta una forma de variación en el rendimiento respecto a la tasa de flujo de cada circuito externo, dado por el balance de energía respectivo. A mayor flujo y a una determinada tasa de calor, la diferencia entre las temperaturas de salida y entrada tiende a ser menor, lo cual afecta en la diferencia de temperatura media logarítmica, que a su vez afecta a la misma tasa de calor. El efecto final que se presenta es el aumento de la tasa de calor con el flujo másico, de forma poco pronunciada.

Sin embargo, en la realidad la tasa de flujo también afecta notablemente al coeficiente convectivo del lado respectivo del intercambiador, parámetro que afecta directamente al coeficiente global de transferencia de calor, asumido en primera instancia constante en la

simplificación g). El sentido físico de esto, es la mayor tasa de advección de fluido aún no calentado/enfriado hacia la superficie de transferencia de calor, a la vez que se retira más rápidamente al fluido antes de que su temperatura haya aumentado/disminuido tanto. Esto es descrito por la correlación de Dittus-Boelter para el calentamiento o enfriamiento de un fluido en una tubería:

$$\text{Nu} = 0,023\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^n \quad (4.69)$$

donde Nu, Re y Pr son los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl, respectivamente, y  $n$  depende de si el fluido está siendo calentado ( $n = 0,4$ ) o enfriado ( $n = 0,3$ ) [3].

El siguiente desarrollo está inspirado en el trabajo de Albers y Ziegler (2011). El coeficiente global de transferencia de calor de cualquiera de los 4 intercambiadores principales se puede descomponer como:

$$UA = \left[ \frac{1}{\alpha_{int}A_{int}} + F_{otros} + \frac{1}{\alpha_{ext}A_{ext}} \right]^{-1} \quad (4.70)$$

donde  $\alpha$  representa los coeficientes convectivos,  $A$  su respectiva área de transferencia de calor, y el factor  $F_{otros}$  considera la conductividad del material y los posibles coeficientes de incrustación [3]. Asumiendo constantes las propiedades de transporte del fluido interno, su coeficiente convectivo  $\alpha_{int}$  es constante frente a variaciones en la tasa de flujo externa [19]. De esta forma, si se evalúa la ecuación (4.70) en el punto nominal de la máquina, donde el coeficiente global es  $UA_0$ , se despeja la suma  $[1/\alpha_{int}A_{int} + F_{otros}]$  y se reemplaza en la ecuación original, se llega a:

$$UA = \left[ \frac{1}{A_{ext}} \left( \frac{1}{\alpha_{ext}} - \frac{1}{\alpha_{ext,0}} \right) + \frac{1}{UA_0} \right]^{-1} \quad (4.71)$$

Ahora, usando la correlación (4.69), el coeficiente convectivo externo se expresa como:

$$\alpha_{ext} = \frac{k}{D}\text{Nu} = 0,023\frac{k}{D} \left( \frac{4\dot{m}}{\pi D\mu} \right)^{0,8} \text{Pr}^n = K_m\dot{m}^{0,8} \quad (4.72)$$

Reemplazando en la ecuación (4.71) y expresando el resultado como un factor de corrección del coeficiente global, se llega a la expresión final:

$$\psi = \frac{UA}{UA_0} = \left[ \frac{UA_0}{A_{ext}K_m} \left( \dot{m}^{-0,8} - \dot{m}_0^{-0,8} \right) + 1 \right]^{-1} \quad (4.73)$$

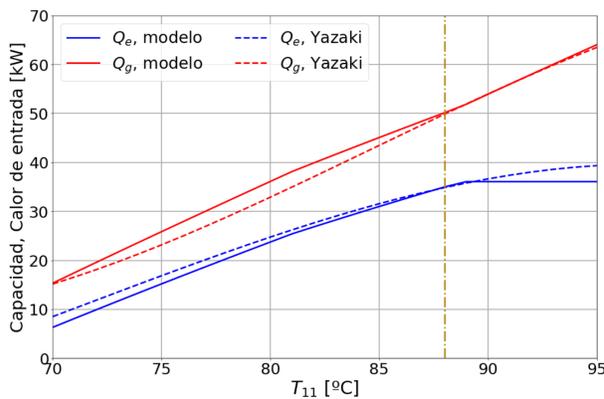
En un principio, el parámetro combinado  $A_{ext}K_m$  de cada intercambiador puede afinarse para ajustar los resultados del modelo a datos experimentales, ya que es el único parámetro libre de la expresión. Sin embargo, el fabricante sólo presenta datos de la variación del rendimiento del WFC-10 frente al flujo externo en el generador, mediante la Figura A.3. Además, este es el único flujo externo a ser variado fuera de su valor nominal en este trabajo, por lo que sólo se incorporará el efecto del coeficiente  $\psi$  en este componente. Luego, dadas las propiedades termodinámicas del agua a la temperatura media del circuito externo del generador

en el punto nominal:

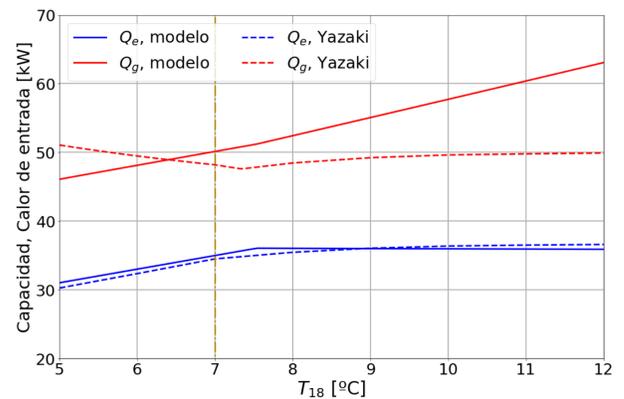
$$K_m = 4,4127 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)^{-0,8}$$

Para el modelo antiguo del WFC-10 con generador de termosifón, Albers et al. (2003) reportaron un valor de  $A_{ext} = 4,7 \text{ m}^2$ . Sin embargo, dado el alto coeficiente de transferencia de calor  $U$  que puede llegar a tener un intercambiador de película descendente, se esperaría que un generador de termosifón tenga un coeficiente inferior, esto debido a que en el primero el movimiento del fluido interno ocurre por un chorreo descendente continuo entre tubos, mientras que en este último ocurre por convección natural ascendente. Por lo tanto, para un desempeño similar del generador entre ambas versiones del chiller, de igual capacidad, es de esperarse un área de transferencia con el flujo externo menor a  $4,7 \text{ m}^2$  pero del mismo orden de magnitud. Satisfactoriamente, se encuentra que el valor que mejor ajusta los resultados del modelo a los datos del fabricante para el rango de operación, es  $A_{ext} = 2,0 \text{ m}^2$ .

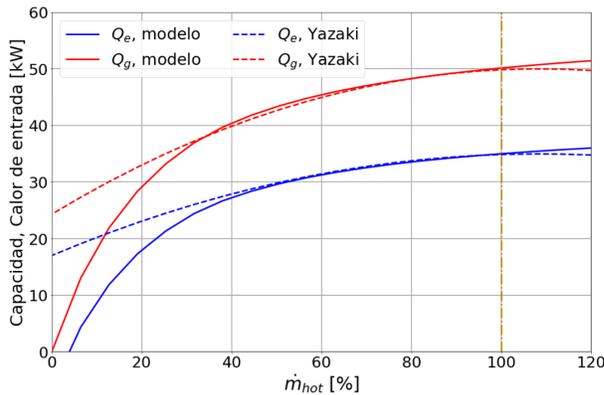
#### 4.2.5. Resultados del modelo estacionario del WFC-10



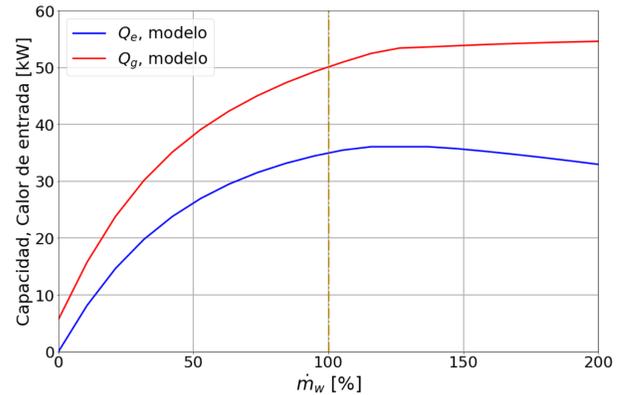
(a) Versus temperatura del agua caliente.



(b) Versus temperatura del agua enfriada.



(c) Versus flujo del agua caliente.



(d) Versus flujo interno de solución.

Figura 4.8: Resultados del modelo estacionario del WFC-10 en función de diferentes parámetros operacionales. Punto nominal: línea vertical dorada.

La Figura 4.8 presenta los resultados del modelo estacionario adaptado al comportamiento particular del WFC-10. Respecto a cada una de las figuras, y comparando con el modelo básico reportado en la Figura 4.5, se observa:

- a) El modelo mejorado logra una concordancia mucho mejor con las curvas del fabricante. Las pendientes de la capacidad  $Q_e$  y el calor de entrada  $Q_g$  son a grandes rasgos las mismas, salvo diferencias apreciables especialmente bajo los 80°C. Adicionalmente, el modelo predice un cambio abrupto de pendiente en el punto crítico ( $T_{11} \approx 89$  °C), sobre el cual la capacidad se mantiene prácticamente constante. Sin embargo, el fabricante reporta un leve pero continuo crecimiento en la capacidad. Esta diferencia se debe a la simplificación de un flujo crítico constante asumida en el modelo del evaporador (sección 4.2.3), mientras que en la realidad se esperaría que el aumento en la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el fluido externo cause una mayor tasa de evaporación, aumentando el valor del flujo tras el cual ocurre el rebalse.
- b) Los resultados de este gráfico también reflejan directamente el comportamiento del modelo mejorado del evaporador. La curva de la capacidad es reproducida con un gran grado de exactitud, pero al igual que en la Figura 4.8.a, se aprecia una capacidad  $Q_e$  constante tras el punto crítico ( $T_{18} = 7,33$  °C), mientras que según el fabricante ésta sigue aumentando levemente, por la misma razón expuesta anteriormente. Además, como fue discutido en la sección 4.2.2, las curvas para el calor de entrada  $Q_g$  no concuerdan en absoluto, dado el comportamiento considerado anómalo para la curva del fabricante.
- c) La mejora del modelo para la variación respecto al flujo externo de agua caliente (sección 4.2.4) permite un muy buen ajuste de las curvas de rendimiento con un único parámetro. Se logra una buena concordancia desde aproximadamente un 40 % del flujo nominal hasta el 100 %. Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que las curvas del fabricante corresponden a ajustes polinomiales de grado 3, sólo válidos entre el 30 % y el 100 % del flujo nominal [4], lo cual explica la mayor parte de la discrepancia. De hecho, ambas curvas debiesen seguir aumentando levemente para flujos mayores al nominal, ya que el comportamiento del fluido externo se va acercando al de un reservorio de temperatura, y además el calor de entrada debe tender a cero para un flujo nulo.
- d) Este gráfico muestra el rendimiento del chiller respecto al flujo impulsado por la bomba de solución, manteniendo constante el resto de variables de entrada (temperaturas y flujos externos). A menos que se modifique su sistema de control, el WFC-10 no permite el control deliberado de la bomba de solución, por lo que el propósito de esta figura es ilustrar el caso hipotético de que este control fuese posible, lo que en una máquina de absorción genérica es factible de incluir. La curva de la capacidad ( $Q_e$ ) tiene en su peak una zona plana, que corresponde a la presencia de rebalse en el evaporador, así como sucede en las figuras 4.8.a y 4.8.b. En una máquina típica se tiene un máximo bien definido. Por su parte, el calor de entrada aumenta monótonamente con el flujo de solución, ya que este último aumenta menos su temperatura al pasar por el generador.

### 4.3. Modelo transiente

El modelo estacionario presentado en las secciones anteriores constituye la base para el modelo dinámico desarrollado. Esto, para que el comportamiento de este último tras suficiente tiempo coincida con el primero en todo aspecto, y para que puedan compararse cuantitativamente las predicciones de ambos con un mayor grado de objetividad.

Muchos modelos de máquinas de absorción desarrollados en la literatura suelen plantear las ecuaciones de conservación considerando un volumen de control único para cada componente principal de la máquina [1, 11, 24]. Esto cobra especial sentido en intercambiadores de tubos sumergidos, en los que la acumulación de solución y refrigerante se presenta en la vecindad inmediata de los tubos, siendo precisamente los pozos en que éstos están sumergidos en los que la cantidad de fluido acumulado variará dependiendo de las condiciones instantáneas de operación. En estos casos, las ecuaciones de conservación de los procesos y de los puntos de acumulación se encuentran combinadas.

Sin embargo, el diseño del WFC-10 ilustrado en la Figura 4.3, con intercambiadores de película descendente en sus 4 componentes principales, no tiene sus espacios de acumulación de líquido en la vecindad inmediata de los tubos sino que debajo de ellos, en el fondo de sus respectivos tanques. Además, aunque haya vapor en torno a los tubos, los espacios de acumulación de vapor corresponden principalmente al resto del espacio disponible en los tanques. Dadas estas características, es posible diferenciar espacialmente los volúmenes de control correspondientes a procesos y a espacios de acumulación de fluido, por lo que se pueden modelar por separado. Esto quiere decir que las ecuaciones correspondientes a cada proceso termodinámico, detalladas en la sección 4.1 (y 4.2.3 para el evaporador) siguen siendo válidas para modelar los distintos procesos a través del tiempo de forma cuasi-estacionaria, y las instancias de acumulación de fluido se modelarán de forma aparte con sus propios conjuntos de ecuaciones. Más aún, como el modelo estacionario viene siendo un subconjunto de las ecuaciones del modelo transiente, esto garantiza que los estados predichos por el primero se encuentren entre los puntos de equilibrio del segundo, con lo que tras una perturbación se espera observar una convergencia cualitativa y numérica entre ambos modelos para  $t \rightarrow \infty$ .

El diagrama del modelo transiente se muestra en la Figura 4.9. Presenta 5 acumuladores de fluido: en verde los de líquido y en celeste los de vapor. Los primeros corresponden a los pozos en donde cae la solución luego de pasar por los tubos del generador y del absorbedor, por lo que corresponden a solución fuerte (punto 4) y solución débil (punto 1) respectivamente, mientras que los segundos corresponden al espacio de cada tanque no ocupado por líquido, por lo que es completamente llenado por vapor de agua. En el diagrama se utiliza la nomenclatura en los subíndices “-i” y “-o” para los puntos a la entrada y salida de un acumulador, respectivamente.

Otra peculiaridad del WFC-10 es que al operar en el régimen de rebalse (D1) existe un flujo adicional de refrigerante líquido  $\dot{m}_{rof}$  que va directamente desde la salida del evaporador hasta el pozo del absorbedor (línea segmentada azul). Este flujo no está presente en el modelo básico, ni cuando el modelo del WFC-10 opera bajo el punto crítico, y su presencia empeora drásticamente el rendimiento del chiller sobre el punto nominal, al no aprovecharse su evaporación (ver Figura 4.8.a). La capacidad se estanca por más que aumente el calor de entrada, por lo que no tiene mucho sentido operar la máquina en este régimen. Además, la simplificación de un flujo crítico constante hecha en el modelo del evaporador es incapaz de reflejar la convergencia natural de la máquina de absorción real en el régimen de rebalse, por lo que los resultados del modelo transiente estarán más lejos de la realidad. Por esta razón, se opta por realizar el estudio bajo el punto nominal ( $T_{11} \leq 88^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{hot} \leq 2.32 \text{ kg/s}$ ), lo cual conlleva una simplificación al modelo al eliminar el flujo de refrigerante rebalsado  $\dot{m}_{rof}$ .

De esta forma, introduciendo los 5 acumuladores, se tienen 5 puntos termodinámicos diferentes más que en el modelo estacionario, y 8 flujos internos diferentes en total.

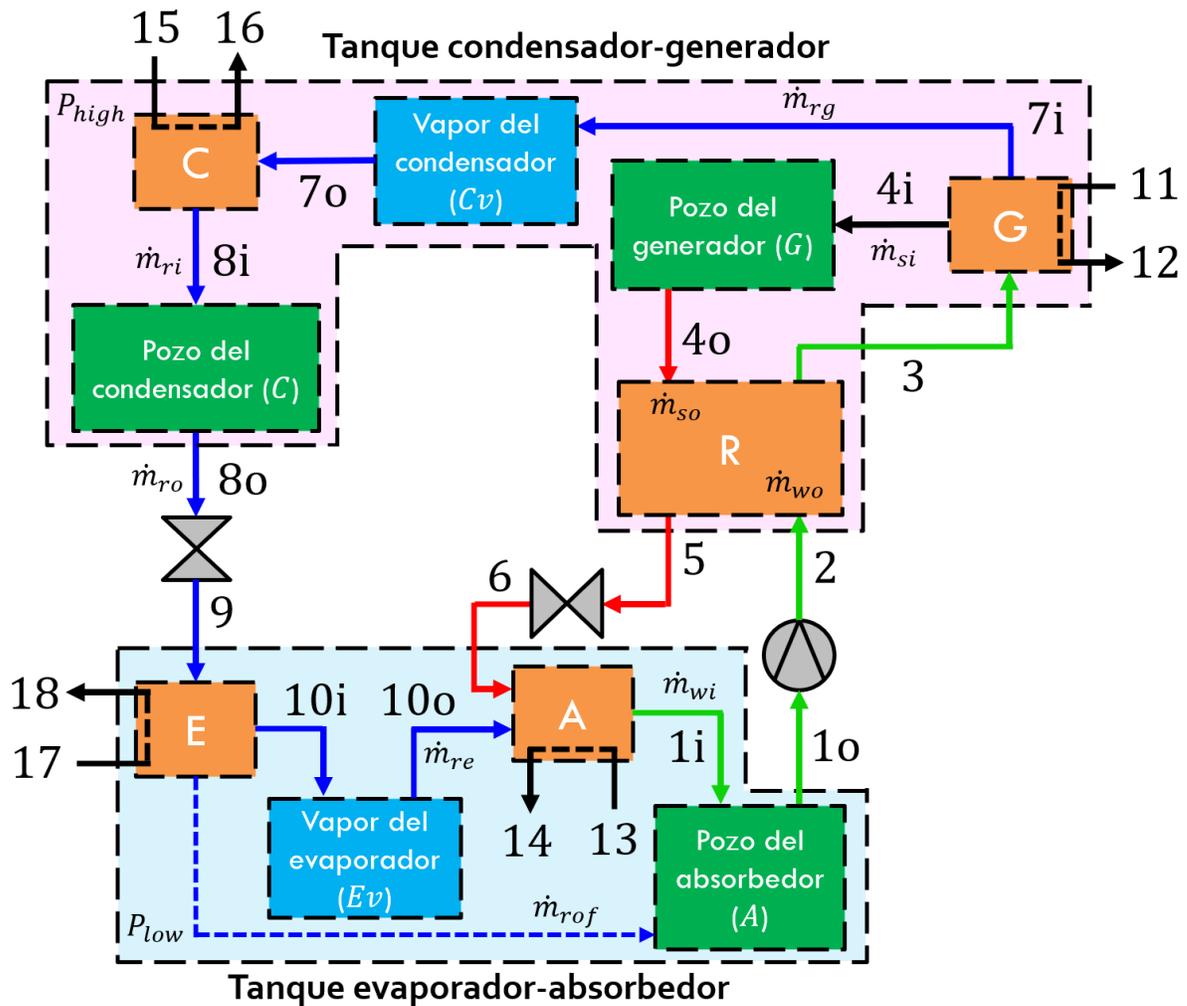


Figura 4.9: Diagrama general del modelo transiente del chiller Yazaki WFC-10.

A continuación se detallan los aspectos adicionales del modelo transiente para cada uno de los acumuladores.

### 4.3.1. Pozo del absorbedor

A este acumulador entra el flujo de solución débil  $\dot{m}_{wi}$  que se determina en el proceso del absorbedor como la combinación del flujo de solución fuerte y del refrigerante. De esta forma, el balance de masa en el acumulador se expresa como:

$$\frac{dM_A}{dt} = \dot{m}_{wi} - \dot{m}_{wo} \quad (4.74)$$

El balance de LiBr es:

$$\frac{d}{dt}(M_A x_A) = \dot{m}_{wi} x_{wi} - \dot{m}_{wo} x_{wo} \quad (4.75)$$

El balance de energía es<sup>5</sup>:

$$\frac{d}{dt}(M_A h_A) = \dot{m}_{wi} h_{1i} - \dot{m}_{wo} h_{1o} \quad (4.76)$$

La tasa de flujo de salida  $\dot{m}_{wo}$  viene determinada por la bomba de solución, siendo un input del modelo al igual que en el modelo estacionario, por la simplificación f (sección 4.1). Asumiendo un fluido bien mezclado, las propiedades del flujo de salida corresponden a las del fluido acumulado, con lo que  $x_{1o} = x_A$  y  $h_{1o} = h_A$ .

### 4.3.2. Pozo del generador

A este acumulador entra el flujo de solución fuerte  $\dot{m}_{si}$  que se determina en el proceso del generador como la solución restante tras la desorción de refrigerante en la solución débil. De esta forma, el balance de masa en el acumulador se expresa como:

$$\frac{dM_G}{dt} = \dot{m}_{si} - \dot{m}_{so} \quad (4.77)$$

El balance de LiBr es:

$$\frac{d}{dt}(M_G x_G) = \dot{m}_{si} x_{si} - \dot{m}_{so} x_{so} \quad (4.78)$$

El balance de energía es:

$$\frac{d}{dt}(M_G h_G) = \dot{m}_{si} h_{4i} - \dot{m}_{so} h_{4o} \quad (4.79)$$

Nuevamente, las propiedades del flujo de salida corresponden a las del fluido acumulado, con lo que  $x_{4o} = x_G$  y  $h_{4o} = h_G$ . La tasa de flujo de salida, en cambio, no viene siendo impuesta, sino que se debe a la diferencia de presión entre ambos tanques y la presión

---

<sup>5</sup> Rigurosamente, el derivando del primer término debe ser la energía interna total  $U = Mu$ , y la entalpía específica del fluido acumulado debe ser calculada en base a ésta. Sin embargo, para un fluido incompresible y despreciando el efecto de la presión en la energía, el resultado es equivalente a un balance de entalpía [2].

adicional realizada por la columna de fluido en la tubería que transporta a la solución fuerte entre los puntos 4o y 6, ecuación desarrollada en la sección 4.3.6.

### 4.3.3. Pozo del condensador

Este pozo es conformado por el refrigerante líquido que acaba de condensarse, por lo que el flujo de entrada  $\dot{m}_{ri}$  viene siendo el flujo de refrigerante que sale del condensador. Luego, el balance de masa en el acumulador es:

$$\frac{dM_C}{dt} = \dot{m}_{ri} - \dot{m}_{ro} \quad (4.80)$$

El balance de energía es:

$$\frac{d}{dt}(M_C h_C) = \dot{m}_{ri} h_{8i} - \dot{m}_{ro} h_{8o} \quad (4.81)$$

Al igual que en el acumulador del generador, las propiedades del flujo de salida corresponden a las del fluido acumulado, con lo que  $x_{4o} = x_G$  y  $h_{4o} = h_G$ , y la tasa de flujo de salida depende de las diferencias de presión entre ambos tanques y la columna de líquido en la tubería que transporta a este flujo, y se determina en la sección 4.3.6.

### 4.3.4. Vapor del evaporador

Éste corresponde al espacio no ocupado por líquido en el tanque de baja presión, y corresponde a la conexión entre el evaporador y el absorbedor. El flujo de entrada corresponde al refrigerante que atraviesa el evaporador  $\dot{m}_{ro}$ . El balance de masa es:

$$\frac{dM_{Ev}}{dt} = \dot{m}_{ro} - \dot{m}_{re} \quad (4.82)$$

El balance de energía es:

$$\frac{d}{dt}(M_{Ev} h_{Ev}) = \dot{m}_{ro} - \dot{m}_{re} \quad (4.83)$$

Las propiedades del flujo de salida corresponden a las del fluido acumulado, con lo que  $x_{10o} = x_{Ev}$  y  $h_{10o} = h_{Ev}$ . La tasa de flujo de salida  $\dot{m}_{re}$  viene determinada por el proceso del absorbedor, ya que un cierto valor de la presión baja  $P_{low}$  requiere una determinada tasa de refrigerante para llevar a la solución débil a la saturación (simplificación c, sección 4.1).

### 4.3.5. Vapor del condensador

Éste corresponde al espacio no ocupado por líquido en el tanque de alta presión, y constituye la conexión entre el generador y el condensador. El flujo de entrada viene dado por el refrigerante desorbido en el generador  $\dot{m}_{rg}$ .

Al no conocer el volumen de este tanque, no es posible utilizar la ecuación de estado para relacionar a la temperatura con la presión. Más aún, el vapor en el tanque no se encuentra

en un estado saturado. Dado que el proceso del generador necesita conocer la presión para calcular el estado de solución fuerte saturada (4i), la única forma de determinarla es, al igual que en el modelo estacionario, imponiendo la saturación del refrigerante condensado (8i) dentro del proceso del condensador (ver Anexo B). Sin embargo, las ecuaciones del condensador por sí solas no pueden determinar la presión y el flujo entrante simultáneamente, ya que hay una incógnita de más (muchos modelos en la literatura determinan la presión precisamente aplicando la ecuación de estado al vapor del tanque conociendo su volumen [21, 22, 26]). Entonces, al tener que especificar el flujo de refrigerante, la única alternativa dada la información conocida, es utilizar el flujo de vapor desorbido, precisamente la entrada al acumulador. Como resultado, la masa de vapor no aumentaría en el tiempo, por lo que se determina eliminar este acumulador, con lo que los puntos 7i y 7o pasan a ser idénticos.

### 4.3.6. Flujos a través de las válvulas

Tanto en el caso del pozo del generador como del condensador, el flujo de salida pasa a través de una tubería (en el caso del generador también a través del recuperador) y finalmente un aspersor, para ser rociado sobre los tubos del absorbedor o del evaporador, respectivamente. Por lo tanto, esta tasa de flujo viene determinada por la diferencia de presión y altura entre la entrada y salida del tubo, así como de las pérdidas de carga a lo largo de toda la trayectoria. El término *válvula* se usa para generalizar al dispositivo encargado de inducir una pérdida de carga controlable en la máquina, que en este caso es la suma de las pérdidas por fricción y las pérdidas singulares, incluida la del aspersor. En la práctica, las máquinas de absorción (incluida esta, evidenciable en la Figura 4.3) suelen tener un mecanismo de control con el propósito de controlar el nivel de líquido en los pozos de los cuales viene el flujo, para evitar que se vacíen e interrumpan el funcionamiento de la máquina.

La situación es ilustrada en la Figura 4.10. Por simplicidad y falta de información sobre la máquina, se asumirá que los pozos son cilíndricos y se encuentran llenos hasta una altura  $z$ , con lo que la masa almacenada corresponde a  $M = \rho Az$ , donde  $\rho$  es la densidad del fluido y  $A$  es el área transversal del pozo. Al no haber transferencia de calor ni trabajo en la trayectoria de este flujo, éste se puede describir por medio de la ecuación de Bernoulli generalizada (o ecuación de energía para un fluido incompresible), entre la superficie del líquido en el pozo (despreciando su energía cinética) y la salida del aspersor al final de la tubería:

$$P_{high} + \rho g(H + z) = P_{low} + \frac{1}{2} \rho \left( \frac{\dot{m}}{\rho a} \right)^2 + \frac{1}{2} \rho \left[ f \frac{L}{d} + K_v \right] \left( \frac{\dot{m}}{\rho a} \right)^2 \quad (4.84)$$

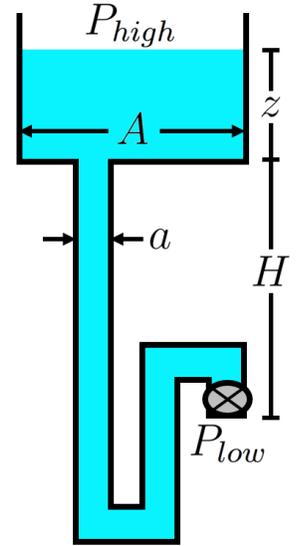


Figura 4.10: Flujo a través de una *válvula*.

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico a través del tubo,  $a = \pi d^2/4$  el área transversal de la tubería,  $a_v$  el área de salida del aspersor,  $L$  la longitud total de la tubería,  $f$  el factor de fricción de Darcy y  $K_v$  es el factor de pérdida singular de la válvula/aspersor y otros posibles componentes. Definiendo el coeficiente total de pérdidas como  $\xi = (a/a_v)^2 + fL/d + K_v$  y reemplazando  $M = \rho Az$ , se obtiene que el flujo másico a través de la tubería es:

$$\dot{m} = a \sqrt{\frac{2\rho}{\xi} \left[ P_{high} - P_{low} + \rho g \left( H + \frac{M}{\rho A} \right) \right]} \quad (4.85)$$

donde  $H$  y  $A$  se pueden estimar a partir de la Figura 4.3 y las dimensiones de la máquina [4]. Al aplicar esta ecuación al cálculo de la tasa de flujo de solución fuerte que sale del pozo del generador, y a la de refrigerante que sale del pozo del condensador, éstos dependen de la masa almacenada en su respectivo pozo. Como el flujo de salida influye en los demás componentes hasta el propio flujo de entrada al pozo, el sistema queda retroalimentado, con lo que llegará al estado estacionario con una cierta cantidad de masa almacenada en cada uno de estos pozos, la cual según esta ecuación resulta en las tasas de flujo predichas por el modelo estacionario.

Ahora bien, la ecuación 4.85 implica que en el estado estacionario existe una función  $M = f(X)$ , donde  $X$  es el estado del sistema, el cual depende exclusivamente de las variables de entrada. Suponiendo el control de una única variable de entrada (por ejemplo,  $T_{11}$  o  $\dot{m}_{hot}$ ) y manteniendo el resto constante, esto implica que cuando se haya llegado al estado estacionario, las masas almacenadas dependen únicamente del valor de esta variable.

La Figura 4.11 representa esta relación, en función de la temperatura caliente de entrada  $T_{11}$ , obtenida despejando  $z$  de la ecuación (4.85), y utilizando la Figura 4.3 para obtener valores representativos de los parámetros geométricos. Finalmente, el parámetro  $\xi$  de cada pozo fue obtenido de forma que la ecuación (4.85) resultara en el flujo másico nominal respectivo para un valor concreto de masa en el estado nominal, en particular  $M_G = 10$  kg para el generador y  $M_C = 5$  kg para el condensador, en base a los valores seleccionados por Ochoa et al. (2016).

Como se ve en la Figura 4.11.a, la ausencia de un sistema de control que regule el nivel de los pozos, lo que deriva en un coeficiente de pérdidas  $\xi$  constante en la teoría, causa una gran variación en el nivel del generador a través del rango operacional de  $T_{11}$ : entre 32.5 y 2.1 kg, masa seguramente inexistente en la máquina real. Más aún, se predice una cantidad negativa y de gran magnitud para la masa en el condensador para la mayor parte del rango operacional, lo cual no tiene sentido físico. Claramente, esto evidencia la existencia de una mecanismo de control de los niveles de los pozos en el sistema. Para mejorar el modelo descrito, Evola et al. (2013) propusieron una función de control que emula de forma simple la regulación de los niveles de los pozos:

$$\xi = \xi_0 \left( \frac{z}{z_0} \right)^{-2} \quad (4.86)$$

donde  $\xi_0$  y  $z_0$  son los valores del coeficiente total de pérdidas y el nivel del pozo en el punto nominal, respectivamente. Básicamente, esta función aumenta el valor de  $\xi$  (aumenta la resistencia al flujo) cuando el nivel del pozo  $z$  disminuye. Sustituyendo esta ecuación en (4.85) se obtienen nuevas funciones  $M(X)$  con mucha menor variabilidad, pero todavía con comportamiento monótono, necesario para la estabilidad del sistema. Con esta función de control, el nivel del pozo del condensador resulta siempre positivo, y los niveles de ambos pozos adquieren valores más verosímiles en todo el rango operacional, por lo que la ecuación (4.86) fue incorporada al modelo transiente.

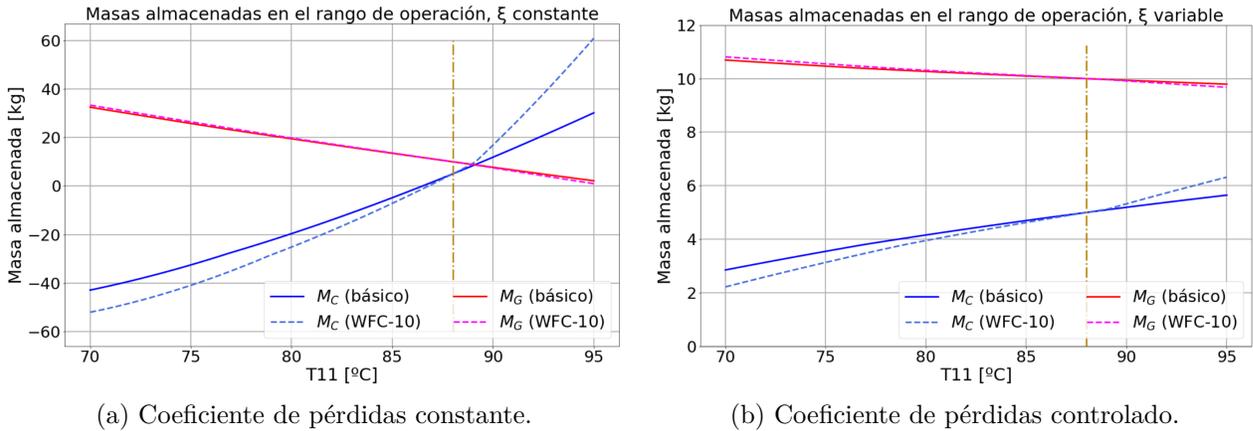


Figura 4.11: Masas almacenadas en el estado estacionario en los pozos del generador y condensador en función de la temperatura caliente de entrada  $T_{11}$ .

### 4.3.7. Condiciones iniciales

Para todas las simulaciones realizadas en este trabajo, la condición inicial está dada por el estado estacionario correspondiente a los valores que toman las variables de entrada en  $t = 0$ , es decir, el sistema siempre comienza en un estado estacionario. Esto en la práctica significa que el sistema ha estado operando en esas condiciones durante un tiempo. Los valores que toman las variables en los distintos puntos del sistema se calculan con el modelo estacionario.

Respecto a los valores iniciales de las masas acumuladas, en el caso de las masas de los pozos del generador ( $M_G$ ) y del condensador ( $M_C$ ) se utilizaron las funciones  $M(X)$  representadas en la Figura 4.11.b, de forma que, independiente de la condición inicial, los valores estacionarios en el estado nominal fuesen siempre  $M_G = 10$  kg y  $M_C = 5$  kg. En el caso de las masas del pozo del absorbedor ( $M_A$ ) y del vapor de baja presión ( $M_{Ev}$ ) no existen ecuaciones en el sistema que requieran valores específicos para que el sistema converja al modelo estacionario, por lo que la elección de estos valores es arbitraria. Se utilizó  $M_A = 10$  kg y  $M_{Ev} = 1$  kg. Este último valor ciertamente es demasiado grande para el espacio de vapor disponible en el tanque de baja presión a las condiciones nominales, pero un valor demasiado bajo tiende

a causar problemas de resolución numérica. Sin embargo, el efecto del valor inicial de  $M_{Ev}$  sobre la evolución del sistema es despreciable (ver Anexo C).

### 4.3.8. Cálculo numérico

Por último, el método numérico de resolución del sistema fue la resolución de 3 bloques de ecuaciones algebraicas, resumidas en el Anexo B, separados entre sí en el diagrama 4.9 por los acumuladores. Estos son: evaporador y válvula de refrigerante, el compresor térmico (absorbedor, generador, recuperador, válvula y bomba de solución) y el condensador. La solución de estos bloques de ecuaciones es utilizada en los balances de masa y energía de los acumuladores (ecs. (4.74) a (4.83)), las cuales son resueltas mediante un método explícito de primer orden (*forward Euler*), de forma que la solución a cada instante de tiempo pueda ser calculada de manera progresiva. Por ejemplo, las ecuaciones de masa y energía (de un acumulador arbitrario) toman la forma:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad \Longrightarrow \quad M_{i+1} = M_i + \Delta t(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (4.87)$$

$$\frac{d}{dt}(Mh) = (\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out} \quad \Longrightarrow \quad h_{i+1} = \frac{M_i h_i + \Delta t[(\dot{m}h)_{in} - (\dot{m}h)_{out}]}{M_{i+1}} \quad (4.88)$$

El efecto de la discretización temporal  $\Delta t$  sobre los resultados del modelo, es sometido a un análisis de sensibilidad en el Anexo C.

# Capítulo 5

## Resultados

En base a los objetivos establecidos, los resultados de este trabajo se dividen en:

1. Análisis de la respuesta temporal de los modelos estacionario y transiente a variaciones simples en la variable de control de la máquina.
2. Estudios paramétricos del tiempo de respuesta y las pérdidas transientes de rendimiento energético asociadas a la evolución.
3. Enfocado a un contexto de control predictivo, el estudio de los perfiles de control predichos por el modelo estacionario y el transiente, para cumplir un perfil de demanda de enfriamiento determinado, y la respuesta temporal esperada en ambos casos.

### 5.1. Simulaciones base

Se estudian y comparan las respuestas de los modelos estacionario y transiente, tanto la versión básica representativa de un chiller típico (sección 4.1) como la adaptada al Yazaki WFC-10 (sección 4.2.3), frente a perfiles de variación tipo rampa en una variable de entrada a la vez, siendo éstas la temperatura de entrada del flujo externo caliente ( $T_{11}$ ) y la tasa de flujo asociada a ésta ( $\dot{m}_{hot}$ ) (el resto de variables de entrada se mantienen siempre constantes). Ambas variables están entre las más comunes que se utilizan para regular la capacidad de enfriamiento  $Q_e$  de la máquina, muchas veces mediante un sistema de control externo. Si bien estas dos variables actúan sobre el mismo componente de la máquina (el generador), hecho que no genera diferencias sustanciales en la inercia respecto a la capacidad, la relación funcional entre  $T_{11}$  y  $\dot{m}_{hot}$  frente a  $Q_e$ , cuantificada por el modelo estacionario, es notablemente diferente. De acuerdo a las figuras 4.8.a y 4.8.c, la relación de  $T_{11}$  con la capacidad es aproximadamente lineal en todo el rango de operación, mientras que la relación de esta última con  $\dot{m}_{hot}$  es de carácter asintótico (exponencial negativo, según las leyes de transferencia de calor [3]), con lo que una misma pequeña variación tendrá mayor efecto a capacidad baja que a la nominal. Como se verá a continuación, esto genera una diferencia cualitativa entre la respuesta a  $T_{11}$  y  $\dot{m}_{hot}$  para variaciones de gran magnitud a través del rango de operación.

### 5.1.1. Respecto a $T_{11}$ , modelo básico

La Figura 5.1 presenta la respuesta temporal de la mayoría de variables importantes del modelo, frente a una variación en rampa lineal de la temperatura externa caliente  $T_{11}$  durante 60 segundos, desde los  $69,3^{\circ}\text{C}$  (50 % de capacidad) hasta los  $88^{\circ}\text{C}$  (100 % de capacidad, punto nominal).

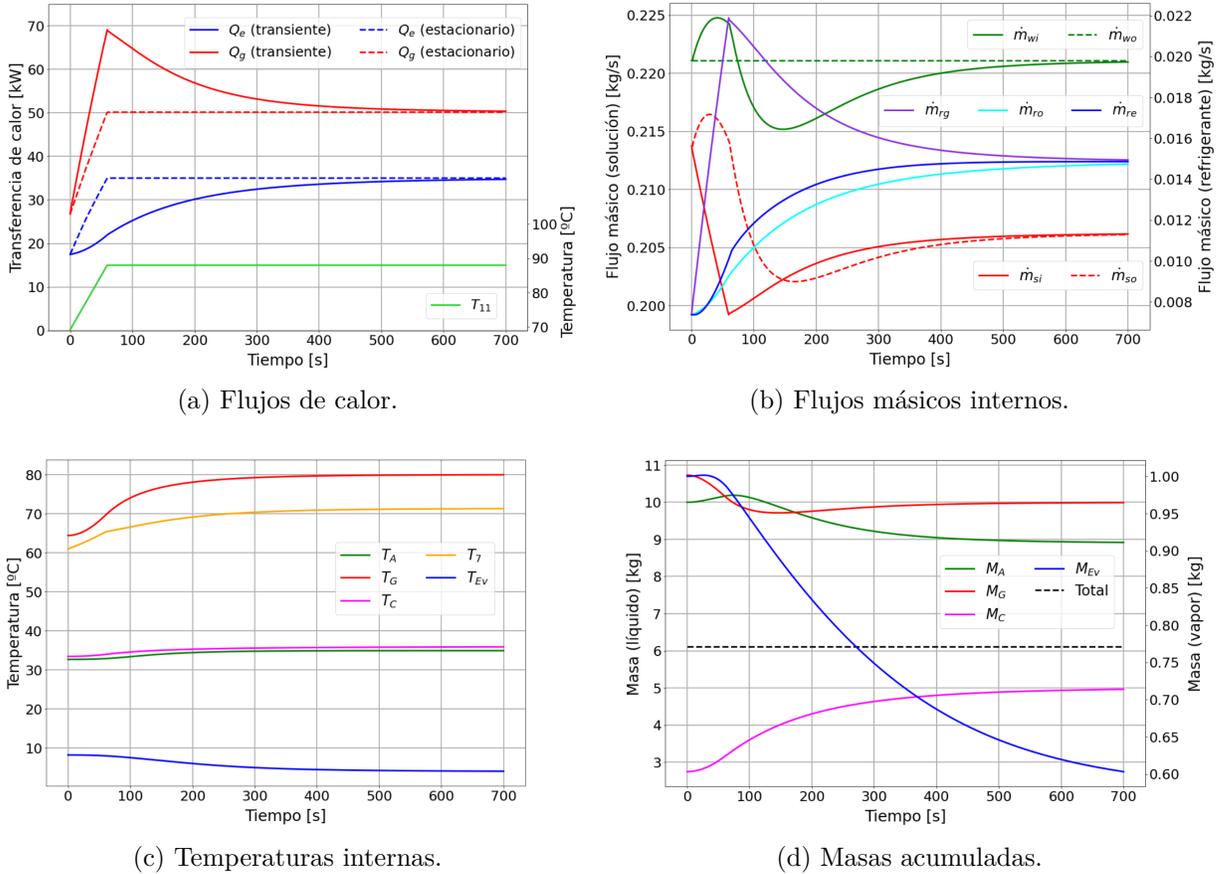


Figura 5.1: Simulación del modelo básico desde el 50 % al 100 % de capacidad en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $T_{11}$  en perfil de rampa de 60 segundos.  $\tau_E = 652, 4\text{s}$ ,  $\tau_G = 559, 3\text{s}$ .

En particular, en la Figura 5.1.a se grafica la evolución de la capacidad de enfriamiento  $Q_e$  y el calor de entrada  $Q_g$ , junto a los respectivos resultados del modelo estacionario, para el valor instantáneo de la variable de entrada, también graficada en la parte inferior de la figura. Se observa que efectivamente ambas variables de respuesta convergen al valor correspondiente al modelo estacionario, esto debido a que las ecuaciones de ambos modelos se vuelven idénticas para  $d/dt = 0$ , lo cual se logra cuando  $t \rightarrow \infty$ . El tiempo de respuesta de la capacidad de enfriamiento  $\tau_E$  es de casi 11 minutos, mientras que el del calor de entrada es levemente menor (ver sección 5.2).

Además, en la Figura 5.1.b se observa cómo las tasas de flujo de la misma sustancia (refrigerante y solución débil o fuerte) también convergen al mismo valor, lo cual ocurre por

definición en el modelo estacionario. La convergencia entre ambos modelos queda evidenciada.

La Figura 5.1.c muestra la evolución de las temperaturas internas de cada componente (la temperatura de la masa almacenada, o en el caso del vapor de alta presión, la temperatura del punto 7). Su comportamiento es inercial desde el valor estacionario inicial al final, así como la capacidad  $Q_e$ . Por último, la Figura 5.1.d muestra la evolución de las masas almacenadas, según las condiciones iniciales descritas en la sección 4.3.7. Todas estas masas llegan eventualmente a un valor estacionario, aunque para  $M_{Ev}$  esto sucede después del tiempo de simulación. La curva segmentada negra corresponde a la suma de todas las masas (reescala para no distorsionar el gráfico), y ya que su valor no cambia en toda la simulación, se comprueba que el modelo transiente cumple con la conservación de la masa total del sistema.

### 5.1.2. Respecto a $T_{11}$ , modelo del WFC-10

A continuación se presenta una simulación bajo los mismos parámetros que la anterior, pero utilizando el modelo del evaporador descrito en la sección 4.2.3. Este modelo conjunto se denominará *modelo del WFC-10*, en contraste con el modelo básico anterior, en el que siempre se tiene  $f_{wet} = 1$  y  $f_{liq} = 0$ . Esta simulación, presentada en la Figura 5.2, también va desde el 50% hasta el 100% de capacidad. En ambos modelos, este último estado es idéntico ( $T_{11} = 88^\circ\text{C}$ ), pero en el resto del rango de operación, ambos modelos son claramente distintos (descritos por las figuras 4.5 y 4.8), por lo que el 50% de capacidad para el modelo del WFC-10 se obtiene con la temperatura inicial de la rampa  $T_{11} = 72,6^\circ\text{C}$ .

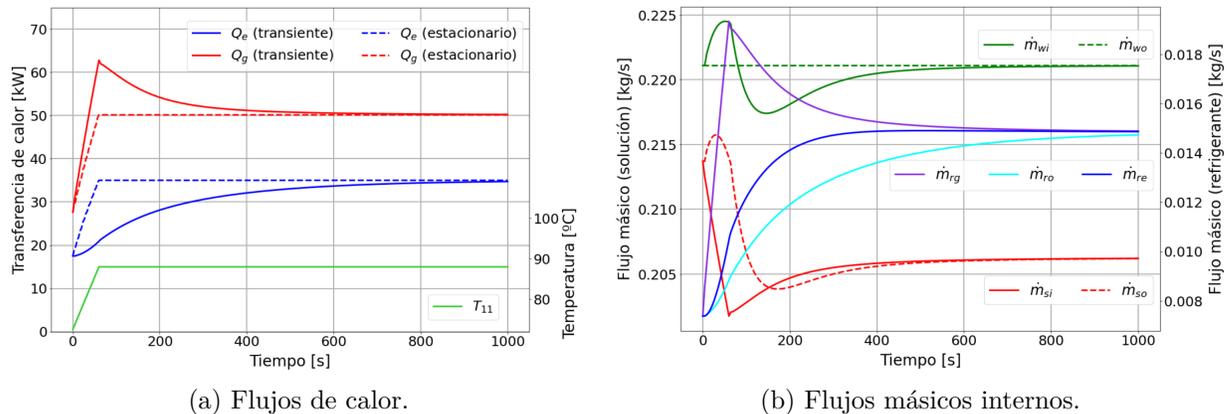


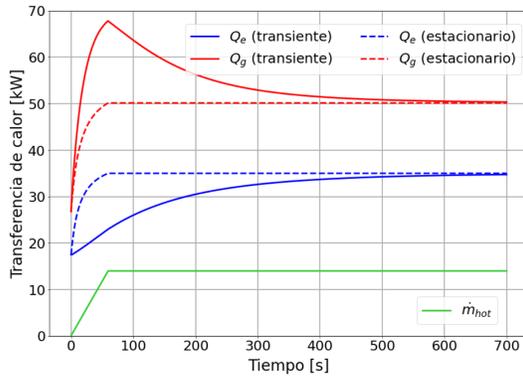
Figura 5.2: Simulación del modelo del WFC-10 desde el 50% al 100% de capacidad en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $T_{11}$  en perfil de rampa de 60 segundos.  $\tau_E = 940, 0\text{s}$ ,  $\tau_G = 546, 7\text{s}$ .

Se omitieron los gráficos de las temperaturas y masas internas por su similitud con el caso del modelo básico, con lo que no transmiten información adicional a la de las dos figuras presentes. Nótese que en este caso la simulación fue realizada hasta los 1000 segundos, para retratar de mejor manera el hecho de que la capacidad  $Q_e$  tarda más tiempo en converger al valor estacionario. Esto también puede verse claramente en la curva del flujo de refrigerante a través del evaporador  $\dot{m}_{ro}$ , en la Figura 5.2.b. Además de esto, no se observan otros compor-

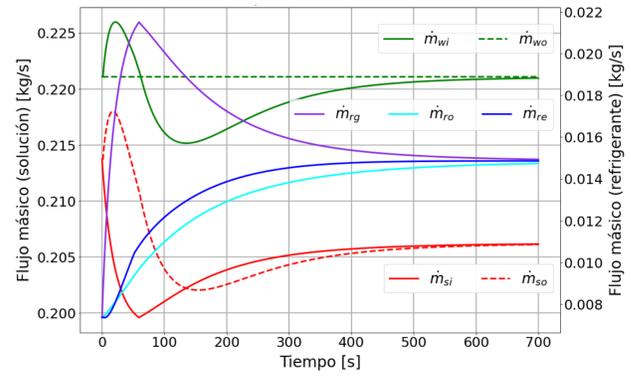
tamientos notablemente diferentes entre el modelo del WFC-10 y el modelo básico. Téngase en cuenta que, como se mencionó al inicio de la sección 4.3, en esta simulación y todas las que siguen, el modelo no pasa por el régimen de rebalse, el cual por su propia definición, estancaría a la capacidad  $Q_e$  a un valor inferior al asintótico.

### 5.1.3. Respecto a $\dot{m}_{hot}$ , modelo básico

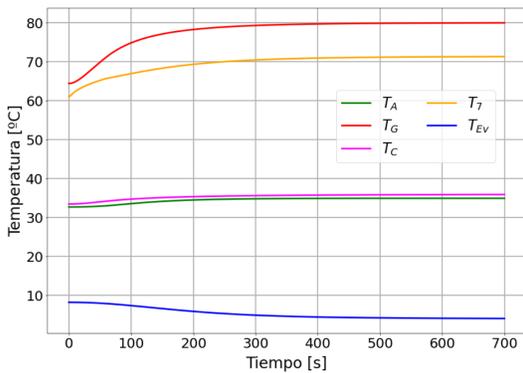
En la Figura 5.3 se presenta la respuesta temporal de la mayoría de variables importantes del modelo, frente a una variación en rampa lineal del flujo externo caliente  $\dot{m}_{hot}$  durante 60 segundos, desde el 12,4 % (50 % de capacidad) hasta el 100 % del flujo nominal.



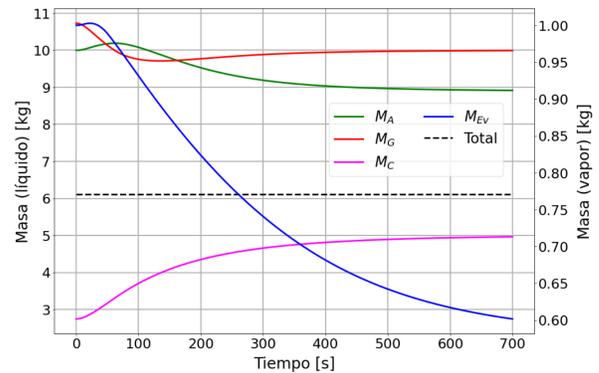
(a) Flujos de calor.



(b) Flujos másicos internos.



(c) Temperaturas internas.



(d) Masas acumuladas.

Figura 5.3: Simulación del modelo básico desde el 50 % al 100 % de capacidad en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $\dot{m}_{hot}$  en perfil de rampa de 60 segundos.  $\tau_E = 641, 2s$ ,  $\tau_G = 548, 1s$ .

En función de  $\dot{m}_{hot}$ , el comportamiento de las variables de salida tiene ciertas diferencias respecto a  $T_{11}$  como variable de control. Como se dijo anteriormente, el sistema es mucho más sensible a cambios en esta variable a capacidades bajas que a altas, lo cual se evidencia en la pendiente de las curvas de  $Q_e$  y  $Q_g$  en los primeros instantes de tiempo, y mientras la capacidad va aumentando, el efecto del cambio en  $\dot{m}_{hot}$  se hace cada vez menor, con lo que las curvas se redondean disminuyendo su pendiente cerca del final de la rampa. Luego de este momento, la convergencia al estado estacionario, incluyendo el tiempo que tarda, es similar a las variaciones respecto a  $T_{11}$ .

### 5.1.4. Respecto a $\dot{m}_{hot}$ , modelo del WFC-10

A continuación se presenta una simulación bajo los mismos parámetros que la anterior, pero utilizando el modelo del WFC-10, en vez del básico. Esta simulación, presentada en la Figura 5.4, también va desde el 50 % hasta el 100 % de capacidad. En ambos modelos, este último estado (punto nominal) es idéntico, pero en el resto del rango de operación, ambos modelos difieren, por lo que el 50 % de capacidad para el modelo del WFC-10 se obtiene con el flujo inicial de la rampa del 15,0 % del flujo nominal.

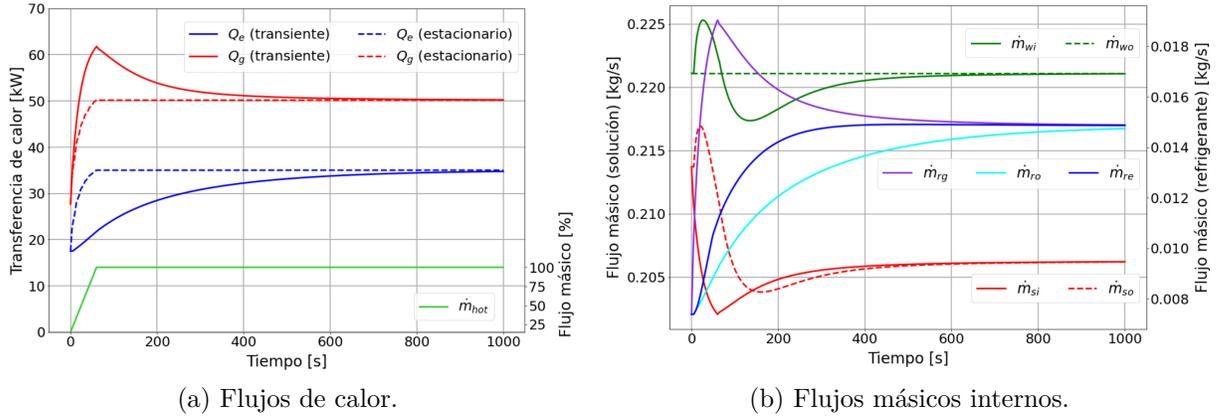


Figura 5.4: Simulación del modelo del WFC-10 desde el 50 % al 100 % de capacidad en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $\dot{m}_{hot}$  en perfil de rampa de 60 segundos.  $\tau_E = 925, 0s$ ,  $\tau_G = 535, 0s$

En este caso también se realizó la simulación hasta los 1000 segundos, dado un mayor tiempo de respuesta  $\tau$  comparado al modelo básico, lo que se evidencia visualmente en las curvas de las variables  $Q_e$  y  $\dot{m}_{ro}$ , igual que en el caso anterior con  $T_{11}$  como variable de control. El resto de características cualitativas son similares al modelo básico, pero se mantienen las obvias diferencias cuantitativas entre los estados estacionarios propios de cada modelo.

## 5.2. Estudio del tiempo de respuesta

Esta sección tiene como objetivo mostrar la influencia de algunos factores de control relevantes, sobre el tiempo que tarda el sistema en llegar al estado estacionario final, a partir de un estacionario inicial (impuesto por las condiciones iniciales), denominado en este trabajo como el *tiempo de respuesta*  $\tau$ . Los sistemas dinámicos lineales de primer orden tienen un parámetro denominado *tiempo característico*, que se suele definir como el recíproco del término que acompaña a la variable independiente (tiempo) en la expresión de la solución con la exponencial natural, es decir,  $t^*$  tal que la solución es de la forma  $Ae^{-t/t^*}$ . Sin embargo, este sistema no es lineal, debido principalmente a las relaciones entre las propiedades termodinámicas de los fluidos utilizados, a la ecuación (4.85) de flujo a través de las válvulas y, en menor grado, a las ecuaciones de transferencia de calor, aunque éstas son linealizables sin perder verosimilitud en el modelo. Por esto, no es posible definir en este sistema un tiempo característico como el de los sistemas lineales.

La convergencia asintótica del modelo implica que el sistema no converge completamente al estado estacionario en tiempo finito, por lo que es necesario introducir una definición conveniente de que el sistema haya convergido de forma suficiente. De esta forma, al igual que Wang et al. (2017), se define en este trabajo el tiempo de respuesta  $\tau$  tal que:

$$\left| \frac{X(\tau) - X(\infty)}{X(\infty)} \right| = 0.01 \quad (5.1)$$

donde  $X(t)$  es una variable de salida del sistema. Esto quiere decir que se considerará que el sistema ha convergido cuando la diferencia relativa entre el valor instantáneo y el final (calculable a priori mediante el modelo estacionario) sea igual o menor al 1 %. En una aplicación real, este valor de tolerancia debiese ser ajustado a las necesidades prácticas del sistema.

Dado que para un sistema multidimensional cada variable de salida puede tener su propio tiempo de respuesta, en este trabajo se medirá este tiempo para las variables de la capacidad  $Q_e$  y el calor de entrada  $Q_e$ , denotados  $\tau_E$  y  $\tau_G$  respectivamente. Las secciones siguientes muestran el comportamiento de ambos tiempos de respuesta, para ambas variables  $T_{11}$  y  $\dot{m}_{hot}$ , y para tanto el modelo básico como el del WFC-10, en función de tres parámetros: la duración de la rampa, la magnitud de la rampa (diferencia entre el valor inicial y final de la variable de entrada) y el flujo interno de solución impulsado por la bomba de solución.

### 5.2.1. Duración de rampa

En las simulaciones anteriores la duración de la rampa fue de  $t_r = 60$  segundos. La Figura 5.5 muestra el tiempo de respuesta de  $Q_e$  y  $Q_g$  para rampas desde duración nula hasta los 60 minutos, en ambas variables de control y modelos. Nótese que una rampa de duración nula es idéntica a una variación tipo escalón, por lo que los resultados expuestos pueden considerarse como una generalización del estudio restringido a variaciones de escalón, el cual ya se ha realizado en diversos estudios [16, 21, 22, 24, 26]. Véase la simulación D.2 del anexo D para una variación tipo escalón en  $T_{11}$  con el modelo básico.

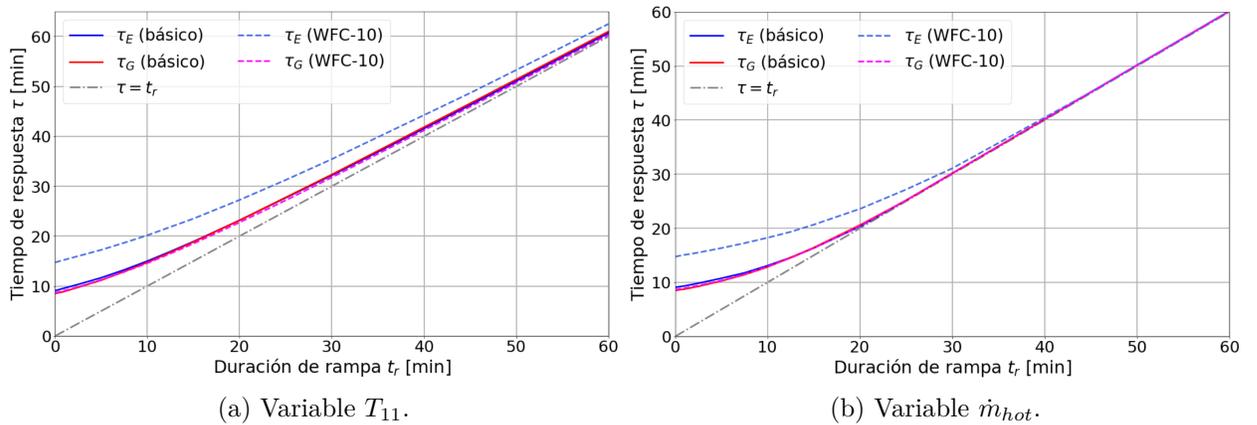


Figura 5.5: Tiempo de respuesta en función de la duración de la rampa.

Para un chiller de las dimensiones del WFC-10, se obtuvo que el tiempo de respuesta para variaciones rápidas es de aproximadamente 10 minutos. Esto cobra validez si se compara con los resultados de Kohlenbach y Ziegler (2008), Evola et al. (2013) y Wang et al. (2017), que con sus modelos transientes respectivos obtuvieron tiempos de respuesta del orden de 5 minutos para variaciones de escalón, considerando que sus máquinas modeladas son más pequeñas, con capacidades de enfriamiento entre un 13 % y 29 % de la del WFC-10.

El hecho de que tiempo de respuesta asociado al escalón sea no-nulo, y que aumente monótonamente con la duración de rampa, se explica por el hecho de que el sistema no puede comenzar a converger hasta que la rampa haya finalizado, momento en que la convergencia procede de forma similar al caso del escalón. Si se compara la simulación con duración de rampa  $t_r = 60$  segundos con la simulación D.3 del anexo D, que tiene una duración de rampa de  $t_r = 30$  minutos, se observa que cuando la variación es más lenta (rampa de mayor duración), el sistema sigue de forma más parecida al modelo estacionario, esto debido a la menor relevancia de los efectos transientes de acumulación de fluido para mayores escalas de tiempo. Más aún, se observa que como la diferencia entre la respuesta dinámica del sistema y el modelo estacionario es menor, al momento en que la rampa finalice, el sistema se hallará más cerca del valor estacionario, con lo que tardará menos tiempo en converger a partir de este punto. Para ver más claramente esto, compárese los resultados de la Figura 5.1.a entre los 60 y 700 segundos (592,4 segundos finales de convergencia), con los de la Figura D.3.a entre los 30 y 35 minutos (156,0 segundos finales de convergencia).

Lo anterior tiene una importante implicancia: si para mayores duraciones de rampa, el tiempo de respuesta luego de la rampa (la convergencia similar al escalón) se vuelve cada vez más pequeño, esto implica que en el límite:

$$\lim_{t_r \rightarrow \infty} \tau = t_r \quad (5.2)$$

Esto quiere decir que el tiempo y la magnitud de la convergencia final (post-rampa) es despreciable para perturbaciones suficientemente lentas al sistema, y el sistema se comportará cada vez más según el modelo estacionario, es decir, despreciando los efectos transientes, cumpliéndose esto para todas las variables de salida. Esto se evidencia directamente en la Figura 5.5, donde el comportamiento de  $\tau_E(t_r)$  y  $\tau_G(t_r)$  (modelo básico y del WFC-10) tienden asintóticamente a una misma línea recta, siendo ésta precisamente  $\tau = t_r$ . Para la variable de control  $\dot{m}_{hot}$  (subfigura (b)) ya se observa la convergencia de  $\tau_E$  y  $\tau_G$  del modelo básico para  $t_r = 20$  min, y  $\tau_E$  del modelo del WFC-10 converge a la misma recta alrededor de  $t_r = 40$  min. Para la variable de control  $T_{11}$  (subfigura (a)) no se alcanza a observar completamente la convergencia para el rango de tiempo graficado, pero sí se puede notar cómo todas las curvas se van acercando progresivamente entre sí.

Por último, se puede observar que si bien apenas hay diferencia en el tiempo de respues-

ta del calor de entrada  $\tau_G$  entre el modelo básico y el del WFC-10, sí la hay para el de la capacidad  $\tau_E$  para pequeñas duraciones de rampa. Esto se puede explicar por el hecho de que para estados estacionarios distintos al nominal, de acuerdo al valor que toman las variables de entrada, la capacidad  $Q_e$  es distinta en ambos modelos, y por tanto también el flujo de refrigerante a través del evaporador  $\dot{m}_{ro}$ , por la ecuación (4.29) (comparar figuras 4.5.a y 4.8.a). Entonces, para una misma capacidad inicial en la simulación (en ambos casos el 50 % de la capacidad nominal), el estado termodinámico inicial y los transitorios serán fundamentalmente distintos en la zona de baja presión, es decir, las variables directamente afectadas por las ecuaciones del evaporador (sección 4.1.4), pero las variables relacionadas al generador no se verán afectadas en la misma magnitud. Esto tiene como consecuencia que las variables de salida del evaporador sean distintas, lo cual incide en la evolución temporal de las variables de acumulación del vapor de baja presión ( $Ev$ ). En particular, como en el modelo del WFC-10 el coeficiente  $UA_e$  es menor dado el factor  $f_{wet} < 1$ , esto implica que para una capacidad instantánea  $Q_e$  determinada la temperatura de evaporación  $T_{10i}$  debe ser menor que en el modelo básico. Sin embargo, como en las simulaciones de ambos modelos el estado final es el mismo (el punto nominal), la temperatura  $T_{10i}$  al final de la evolución será la misma, con lo que el modelo del WFC-10 recorre una mayor distancia  $\Delta T_{10i}$  (y por tanto también  $P_{low}$ ), lo que se manifiesta en una convergencia más lenta. Esta situación no sucede con las variables asociadas al generador. Es por esto que ambas curvas de  $\tau_E$  se diferencian más entre sí, que ambas curvas de  $\tau_G$ , teniéndose que  $\tau_{E,WFC-10} > \tau_{E,básico}$ .

### 5.2.2. Magnitud de rampa

En las simulaciones base (secciones 5.1.1-5.1.4) la rampa se realizó siempre del estado estacionario de 50% de capacidad en  $Q_e$  (mitad del valor nominal), hasta el 100 % (punto nominal). El cambio neto en la variable de control  $\Delta x$  ( $\Delta T_{11}$  o  $\Delta \dot{m}_{hot}$ ), denominada como la *magnitud de la rampa*, depende de ésta y del modelo. La Figura 5.6 muestra el efecto de variar la magnitud de la rampa en el tiempo de respuesta de los modelos, para una duración de rampa fija de 60 segundos.

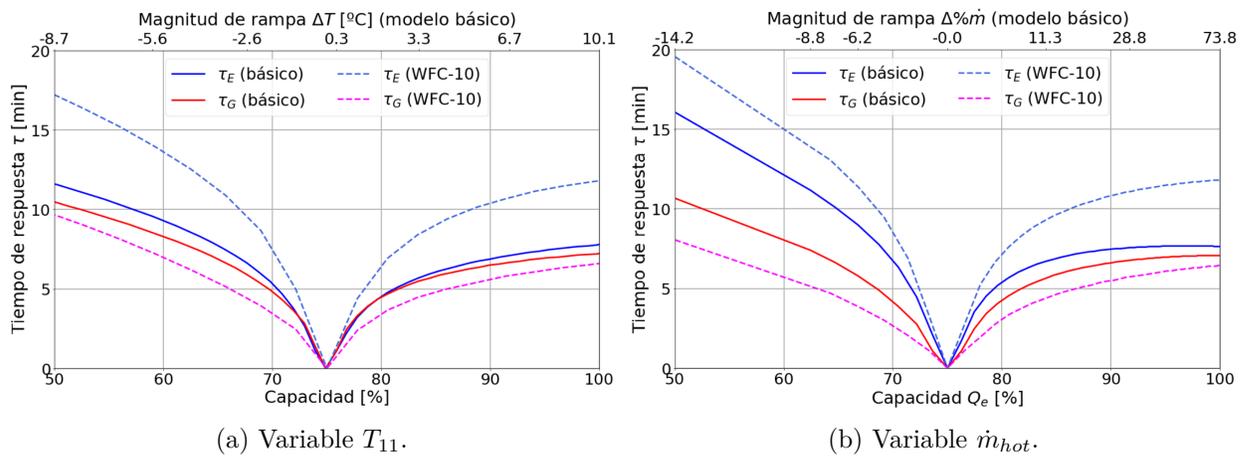


Figura 5.6: Tiempo de respuesta en función de la magnitud de la rampa.

Dadas las distintas unidades de ambas variables de control y su influencia en el sistema, se optó por estandarizar la medida de la magnitud de rampa en función del cambio en la capacidad  $Q_e$  neto resultante. De todas maneras, en la parte superior de cada gráfico se incluyó la magnitud de rampa correspondiente a cada valor final de la capacidad según el modelo básico (los valores del modelo del WFC-10 difieren poco de éstos), para esclarecer cuantitativamente la relación entre variables de entrada y salida. Por último, como se puede ver en la figura, las simulaciones tuvieron como condición inicial el estado correspondiente a la capacidad del 75 %, y abarcan rampas decrecientes (hasta el 50 %) y crecientes (hasta el 100 %).

Como es esperado, se observa que el tiempo de respuesta aumenta con la magnitud de la rampa, en ambos sentidos, pero de forma no simétrica en función de la capacidad  $Q_e$ . Es decir, para un mismo cambio absoluto de capacidad, el sistema tarda menos en converger al estado estacionario si el cambio es un aumento de capacidad, que si es una reducción. Para la variable de control  $T_{11}$  (Figura 5.6.a), sin embargo, la diferencia no es tan grande como la observada para la variable de control  $\dot{m}_{hot}$ . La causa principal de estas diferencias es por la relación no lineal entre ésta y  $Q_e$ , en contraste con la relación aproximadamente lineal entre  $Q_e$  y  $T_{11}$ , como fue explicado al inicio de la sección 5.1.

Por supuesto, también se observa que el hecho de que  $\tau_E$  y  $\tau_G$  difieren en mayor medida para el modelo del WFC-10 que para el básico, siendo el primero notablemente mayor, lo cual ya fue discutido en la sección anterior. Es interesante notar también el hecho de que el tiempo de respuesta marginal disminuye con rampas más largas, esto es,  $\partial\tau/\partial Q_e$ . Nótese que la duración de la rampa, 60 segundos, es muy pequeña en la escala de  $\tau$ , por lo que los gráficos reflejan principalmente el tiempo de convergencia post-rampa. Por lo tanto, el tiempo de respuesta resulta no ser proporcional a la magnitud de la perturbación, en oposición aparente con los resultados de Wang et al. (2017), aunque la cantidad de datos utilizados en tal estudio es muy pequeña. Esta disminución del tiempo de respuesta marginal puede entenderse notando que para perturbaciones suficientemente grandes como para despreciar  $t_r$ , el sistema se comporta aproximadamente como lineal de primer orden, cuya solución depende de la escala de tiempo de forma exponencial (ver anexo E). Bajo esta simplificación, nótese que el tiempo de respuesta  $\tau$ , definido mediante la magnitud relativa de  $Q$  (ecuación (5.1)), se relaciona logarítmicamente con la magnitud de la rampa medida de acuerdo a  $Q_e$ . Para el caso de la variable de control  $T_{11}$ , ésta se relaciona de forma aproximadamente lineal con  $Q_e$  (ver Fig. 4.5.a), con lo que  $\tau_E$  y  $\tau_G$  también se relacionan de forma logarítmica con  $\Delta Q_e$ , efecto que vemos directamente plasmado en la Figura 5.6.a. Ahora bien, la variable de control  $\dot{m}_{hot}$  se relaciona con  $Q_e$  de forma exponencial negativa, lo cual incorpora una transformación no lineal entre la variable de control y  $Q_e$ , que aumenta la asimetría entre rampas crecientes y decrecientes, pero el comportamiento general de la Figura 5.6.b es a grandes rasgos el mismo. En síntesis, es provechoso que perturbaciones al sistema de gran magnitud no incidan de forma extrema sobre el tiempo de respuesta, sino que la respuesta del sistema se mantenga en la misma escala de tiempo para una amplia gama de perturbaciones.

### 5.2.3. Flujo de solución débil

En la máquina de absorción, la bomba de solución es el único componente inherentemente activo que incide directamente sobre las variables internas del sistema, aunque en la mayoría de chillers la apertura de las válvulas de solución y refrigerante también son controladas activamente, como es el caso del WFC-10. Específicamente, la bomba de solución se encarga del transporte de la solución débil que sale del pozo del absorbedor  $\dot{m}_{wo}$ , y con esto, fuerza la advección de las propiedades termodinámicas a través de la máquina. Es por esto que tiene sentido suponer que el control de esta tasa de flujo influye sobre el tiempo de respuesta del sistema.

Una vez más, se realizará este análisis en base a la fracción de capacidad presentada por el sistema en cada estado. Si bien un cambio en  $\dot{m}_{wo}$  como variable de entrada al sistema induce por sí solo cambios en el estado final (entre ellos, distintos valores para  $Q_e$  y  $Q_g$ ), se considerará a la capacidad nominal como un valor único e independiente de esta variable, dado por la Tabla 4.2, esto por el hecho de que la capacidad crítica del WFC-10 (tal que  $f_{wet} = 1$ ) es una cantidad fija, al menos según el modelo simplificado del evaporador utilizado en este trabajo. Por lo tanto, la fracción de capacidad se medirá con la misma escala para todo valor de  $\dot{m}_{wo}$ , parámetro a variar en esta sección. Por último, al igual que las secciones anteriores, la duración de la rampa se fija en  $t_r = 60$  segundos, y la magnitud va desde el 50 % al 75 % de capacidad  $Q_e$ , esto último por el hecho de que, de acuerdo a la Figura 4.8.d, la capacidad se ve reducida para valores del flujo  $\dot{m}_{wo}$  lejanos al nominal, por lo que un 100 % de capacidad sólo puede ser alcanzado para un rango estrecho de valores para  $\dot{m}_{wo}$ .

La Figura 5.7 muestra los resultados obtenidos. Como se ve, el comportamiento de los tiempos de respuesta respecto a  $\dot{m}_{wo}$  es más complejo de lo que se había supuesto. Sin embargo, a grandes rasgos efectivamente el sistema tiende a acelerar su transición al estado estacionario cuando la bomba impulsa un mayor flujo de solución, al menos para la variable de control  $T_{11}$ . Sin embargo, para  $\dot{m}_{hot}$  se observa que esto es sólo cierto para valores de  $\dot{m}_{wo}$  grandes, mientras que para valores pequeños se observa el efecto contrario. Debido a la gran magnitud de la rampa respecto a su duración, nuevamente el tiempo de respuesta es dominado por la convergencia post-rampa, y no por la duración de la rampa en sí, al ser esta última 1 orden de magnitud menor a los valores del tiempo de respuesta total. Estos resultados, por tanto, apoyan parcialmente la suposición planteada sobre el rol de transporte y advección de la bomba de solución en la respuesta temporal de la máquina, en particular cuando esta última es controlada mediante la temperatura entrante del flujo externo del generador  $T_{11}$ .

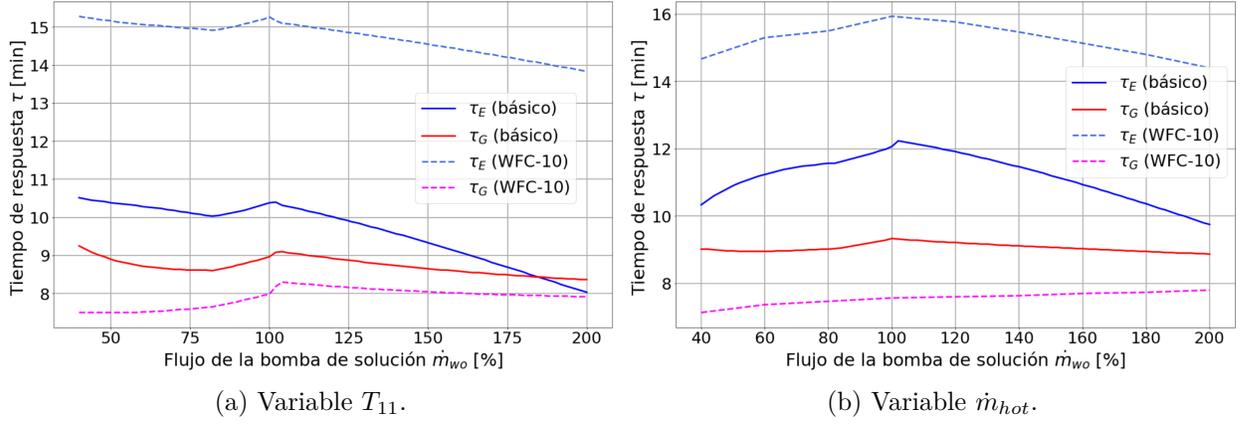


Figura 5.7: Tiempo de respuesta en función del flujo de la bomba de solución.

Ya se ha analizado en las secciones anteriores la diferencia entre  $\tau_E$  del modelo del WFC-10, con los otros tres tiempos de respuesta medidos. Se observa también que cerca del punto nominal se cumple al igual que en resultados anteriores, que

$$\tau_{G,WFC-10} < \tau_{G,básico} < \tau_{E,básico} < \tau_{E,WFC-10} \quad (5.3)$$

No obstante, obsérvese que para todo flujo  $\dot{m}_{wo}$  mayor al nominal, la tasa de decrecimiento de  $\tau_E$  es mayor a la de  $\tau_G$ , con lo que para valores de  $\dot{m}_{wo}$  suficientemente altos, en el caso del modelo básico, el evaporador pasa a converger más rápidamente que el generador, incluso siendo que las variables de control inciden precisamente sobre este último componente. Este comportamiento inusual podría deberse a un forzamiento adicional sobre la convergencia en el evaporador, por la alta advección generada por el flujo de solución débil, pero que a su vez no afecta en igual magnitud a la convergencia en el generador.

En una situación de control de la máquina, suele interesar más la respuesta en cuanto a la capacidad  $Q_e$  que al resto de variables, por lo que la aceleración de la convergencia de la capacidad de la máquina mediante la manipulación del flujo de solución es una posibilidad real. Más aún, se podría mejorar el seguimiento de un perfil temporal de demanda térmica mediante esta técnica, al disminuir la inercia temporal de la máquina. Sin embargo, el hecho de que esto se cumpla para cualquier valor de  $\dot{m}_{wo}$  mayor al nominal es una característica obtenida mediante este modelo, y aplicado en particular a las dimensiones del WFC-10. De hecho, obsérvese que las curvas obtenidas no son monótonamente decrecientes, por lo que pueden existir zonas en donde se obtenga una respuesta inversa a la esperada, es decir, un aumento del tiempo de respuesta con el aumento del flujo de solución, incluso cerca del punto nominal (definido de forma parcialmente arbitraria), como es este caso. Por lo tanto, en la realidad es necesario estudiar este comportamiento paramétrico en cualquier máquina real de forma experimental, para poder diseñar una estrategia de control con control de la bomba de solución.

### 5.3. Estudio de las pérdidas transientes

En el contexto de un sistema controlable, la respuesta ideal del sistema es aquella que ocurre instantáneamente, sin la inercia<sup>6</sup> que caracteriza a un sistema dinámico de primer orden o mayor. Esto implica que la respuesta ideal corresponde a una evolución cuasi-estacionaria, esto es, una sucesión continua de estados de equilibrio del sistema. De esta forma, se puede decir que la respuesta temporal del modelo estacionario representa la respuesta ideal, mientras que la del modelo transiente, con su inercia dinámica, viene a representar la respuesta real. Así pues, junto al tiempo de respuesta, la discrepancia entre la respuesta estacionaria (ideal) y la transiente (real) constituye otra característica inherente a un sistema estable de primer orden.

En general, esta discrepancia puede ser entendida como una medida de rendimiento en cuanto a la evolución del sistema, pero esto cobra un sentido especial en el caso de un sistema energético, ya que la diferencia entre las series de tiempo estacionaria y transiente para los flujos energéticos definidos como entrada y salida constituyen precisamente pérdidas o déficits de energía, siendo esto sumamente relevante en el contexto de eficiencia energética. En el caso particular de la máquina de absorción, las simulaciones realizadas (ver Figura 5.1.a) muestran que la curva transiente del calor de entrada  $Q_g$  se encuentra por encima de la estacionaria, con lo que la operación real bajo esta variación de rampa conlleva un gasto de energía térmica mayor al ideal, es decir, una pérdida de energía. Por su parte, la curva transiente de la capacidad de refrigeración  $Q_e$  se encuentra por debajo de la estacionaria, con lo que la operación real conlleva una producción de frío menor a la ideal, es decir, un déficit de energía. Englobando ambos casos, se define la *pérdida transiente* como:

$$\Delta Q = \int_0^{\infty} (Q_{transiente} - Q_{estacionario}) dt \quad (5.4)$$

con lo que  $\Delta Q_e < 0$  y  $\Delta Q_g > 0$ . Estas dos pérdidas transientes son estudiadas a continuación, en función de la duración y la magnitud de la rampa, de forma similar a como se hizo con el tiempo de respuesta.

#### 5.3.1. Duración de rampa

El comportamiento de las pérdidas transientes de  $Q_e$  y  $Q_g$  para variaciones de rampa positiva, en función de su duración  $t_r$ , se presenta en la Figura 5.8. En seguida se aprecia como  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$  son prácticamente independientes de la duración de rampa, a excepción de rampas muy cortas. En función de la temperatura caliente  $T_{11}$  (subfigura (a)), sólo se pueden observar una ínfima dependencia para rampas de pocos segundos, mientras que en función del flujo  $\dot{m}_{hot}$  existe una dependencia clara sólo para rampas menores a los 10 minutos de duración. Por descarte, esto tiene la consecuencia importante de que, para rampas suficientemente largas (según la variable de control),  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$  dependen esencialmente sólo de los

---

<sup>6</sup> Resistencia de un sistema a cambiar su estado en tiempo nulo. No confundir con la contribución del término  $d^2x/dt^2$  en un sistema dinámico de segundo orden, común en el contexto de la Mecánica clásica.

puntos inicial y final, ya que son los únicos otros parámetros que caracterizan a las rampas lineales. Este comportamiento en concreto es estudiado en la sección 5.3.2.

Por último, se observa que el comportamiento cualitativo  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$  es el mismo en el modelo básico y el del WFC-10, cambiando sólo la magnitud de estas pérdidas. Se obtuvo que el déficit de generación de frío es mayor para el WFC-10 que para la máquina típica, mientras que la pérdida de calor de entrada es mayor para esta última que para el WFC-10.

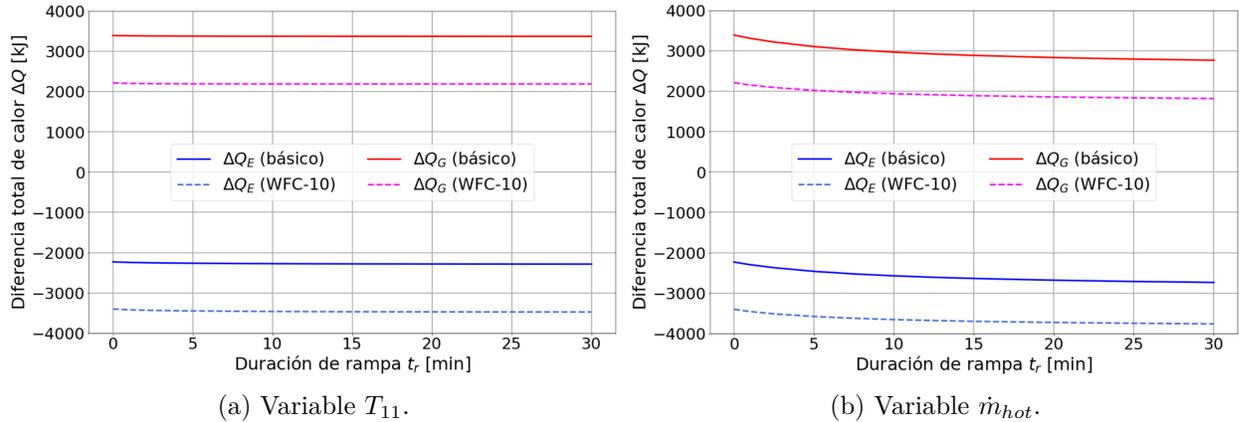


Figura 5.8: Pérdidas transientes en función de la duración de la rampa.

### 5.3.2. Magnitud de rampa

Los resultados de las pérdidas transientes en función de la magnitud de la rampa, se presentan en la Figura 5.9, donde los gráficos superiores corresponden a rampas que comienzan en el 75% de capacidad, y los inferiores rampas que finalizan en este mismo valor. Todos los gráficos presentan únicamente comportamientos monótonos. En primer lugar, nótese que las diferencias entre el modelo básico y el del WFC-10 discutidas anteriormente se mantienen en toda la región de rampas positivas, esto es, aumentos en  $Q_e$  y  $Q_g$  (mitad derecha en los gráficos superiores y mitad izquierda en los gráficos inferiores). En el caso de rampas negativas, que implican una reducción en  $Q_e$  y  $Q_g$ , se observa que la evolución “real” presenta un exceso en enfriamiento mientras se ajusta a la capacidad final, mientras que el calor de entrada presenta un ahorro de energía, en oposición al déficit en  $Q_e$  y la pérdida en  $Q_g$  producto de una rampa positiva (ver simulación D.1 en el Anexo D). Comparando el modelo básico con el del WFC-10, se observa cualitativamente el mismo efecto: el excedente de enfriamiento del WFC-10 es mayor al de un chiller típico, mientras que el ahorro en calor de entrada es menor.

Claramente, estos resultados están estrechamente ligados a los del tiempo de respuesta, representados por la inecuación (5.3): En primer lugar, para la capacidad se tiene que  $\tau_{E,básico} < \tau_{E,WFC-10}$  dadas las diferentes características termodinámicas entre ambos modelos a través del rango de operación, como fue explicado en la sección 5.2.1. Este mayor tiempo de respuesta causa que  $\Delta Q_{e,WFC-10} > \Delta Q_{e,básico}$ . Respecto al calor de entrada, el hecho de que  $\tau_{G,básico} > \tau_{G,WFC-10}$  asimismo explica que  $\Delta Q_{g,básico} > \Delta Q_{g,WFC-10}$ . Ahora

bien, la diferencia se encuentra en que, en valor absoluto, las pérdidas transientes entre  $Q_e$  y  $Q_g$  para el modelo básico no cumplen el orden de la inecuación (5.3), teniéndose ahora:

$$\Delta Q_{g,WFC-10} < \Delta Q_{e,básico} < \Delta Q_{g,básico} < \Delta Q_{e,WFC-10} \quad (5.5)$$

La inecuación  $\Delta Q_{e,básico} < \Delta Q_{g,básico}$  se explica por la forma de las series de tiempo de cada variable (véase por ejemplo la Figura 5.1.a). La evolución de  $Q_e$  es monótona entre el estado inicial y el final, mientras que la de  $Q_g$  presenta un *overshoot*, llegándose en  $t = t_r$  a un calor instantáneo mayor al final. Este factor afecta directamente a las diferencias entre  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$ , mas no a los tiempos de respuesta de cada variable.

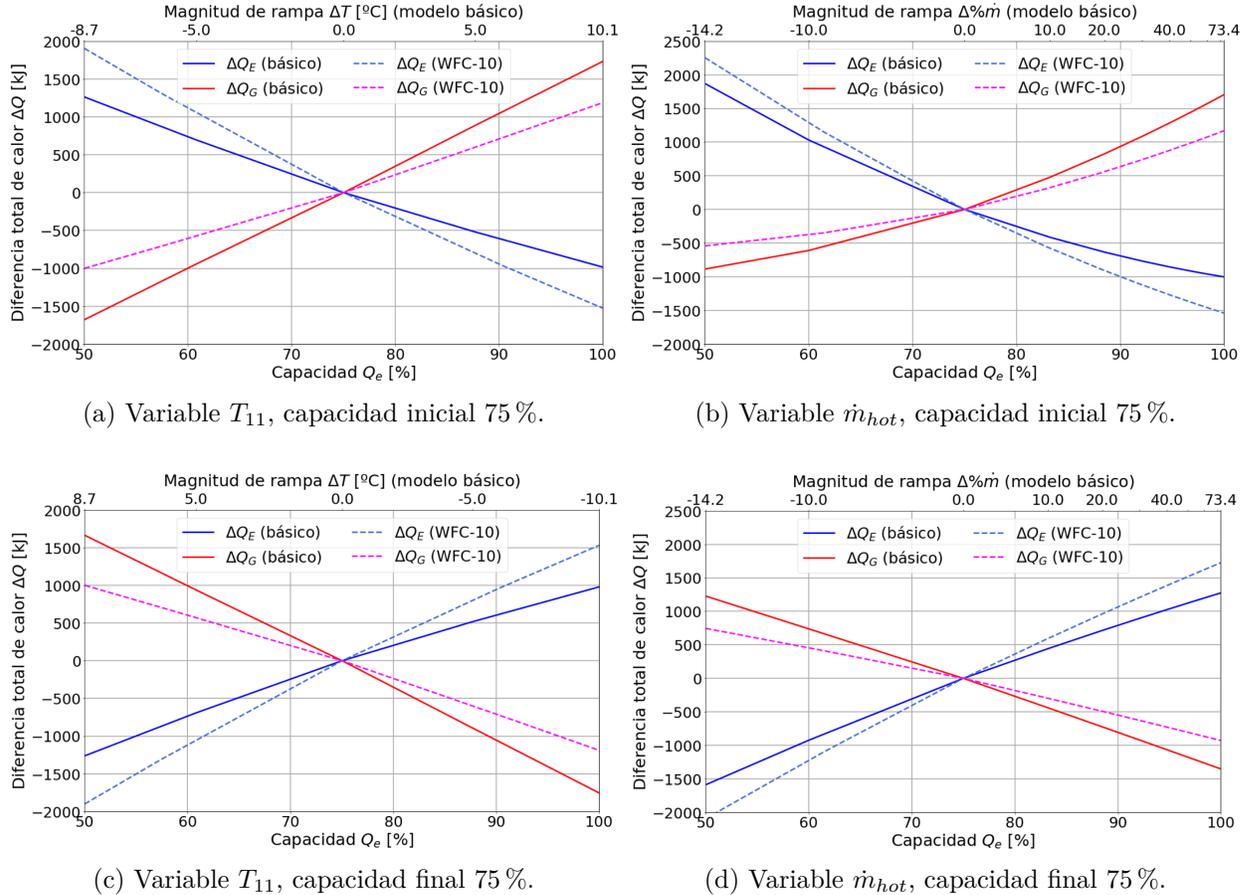


Figura 5.9: Pérdidas transientes en función de la magnitud de la rampa. Arriba: estado inicial fijo (75 %). Abajo: estado final fijo (75 %).

No obstante, el que quizás sea el aspecto más importante de los resultados de la Figura 5.9 es que las pérdidas transientes no sólo crecen monótonamente con la magnitud de la rampa, sino que particularmente en el caso de la variable de control  $T_{11}$ , son proporcionales. Efectivamente, en la subfigura (a) se observa una relación aproximadamente lineal entre la magnitud de la rampa y las pérdidas  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$ , tanto en el modelo básico como en el del WFC-10. Que no se cumpla de la misma manera para la variable de control  $\dot{m}_{hot}$ , especialmente en el gráfico 5.9.b, es evidentemente una consecuencia de la relación aproximadamente lineal de

los flujos de calor  $Q_e$  y  $Q_g$  con la variable  $T_{11}$  (figuras 4.5.a y 4.8.a), no así con  $\dot{m}_{hot}$ .

Anteriormente se dedujo que las pérdidas transientes asociadas a una evolución de rampa no dependen de la duración de la rampa, por lo que sólo pueden depender de los puntos inicial y final. Ahora bien, en los gráficos superiores de la Figura 5.9 se demuestra que para un punto inicial fijo, las pérdidas transientes son proporcionales a la magnitud de rampa, con lo que a lo más pueden tener la forma:

$$\Delta Q = f(T_i)(T_f - T_i) \quad (5.6)$$

Sin embargo, los gráficos inferiores demuestran justamente lo mismo para un punto final fijo:

$$\Delta Q = f(T_f)(T_f - T_i) \quad (5.7)$$

Esto implica que la relación entre  $\Delta Q$  y la diferencia entre los estados final e inicial no puede ser más que una proporcionalidad, es decir,  $f(T_i) = f(T_f) = \text{constante}$ , demostrando que las pérdidas transientes dependen únicamente de la magnitud de la rampa  $T_f - T_i$ , siendo proporcionales a ésta. Todo esto tiene una implicancia crucial: *La respuesta a una variación en una temperatura externa conformada por múltiples rampas de diferentes duraciones y magnitudes, llegando al estado estacionario al final de cada una, induce pérdidas transientes dependientes únicamente de la diferencia entre los estados inicial y final globales.* Esta ley se cumple de forma aproximada para un sistema real, pero es matemáticamente exacta para un sistema lineal de primer orden en que la entrada y la salida sean proporcionales en el estado estacionario (ver Anexo E). Esto prueba que, así como con  $T_{11}$ , también debe cumplirse al controlar la temperatura de disipación  $T_{13}$  o la del agua enfriada  $T_{17}$ , debido a la relación aproximadamente lineal entre todas éstas y los flujos de calor  $Q_e$  y  $Q_g$ , demostrada teóricamente por el método de la ecuación característica para un chiller típico [12], aunque también es extrapolable al WFC-10 en la zona sin rebalse de refrigerante (ver Anexo A). Esto es por tanto teóricamente extensible, en un caso de control multivariable, a sucesiones de rampas en diferentes variables de control.

Este resultado puede quizás entenderse mejor de manera algebraica, expresando la proporcionalidad como  $\Delta Q_e = k_e \Delta T$ ,  $\Delta Q_g = k_g \Delta T$ , donde  $k_e$  y  $k_g$  son constantes, de forma que para una combinación de múltiples rampas de diferentes magnitudes y duraciones arbitrarias, las pérdidas transientes totales serán simplemente:

$$\Delta Q_{e,total} = k_e \sum \Delta T = k_e (T_f - T_i) \quad (5.8a)$$

$$\Delta Q_{g,total} = k_g \sum \Delta T = k_g (T_f - T_i) \quad (5.8b)$$

La Figura 5.10 ilustra claramente esto mediante un ejemplo. Se tiene una variación neta desde el 50% al 100% de capacidad ( $T_{11,i} = 69,3^\circ\text{C}$ ,  $T_{11,f} = 88^\circ\text{C}$ ) con una duración total de 30 minutos para la variable de control. Para esto, se tienen tres alternativas: una rampa

única de 30 minutos de duración (curva superior roja), 2 rampas de 10 minutos con una pausa de igual duración entre medio (curva central azul), y 3 rampas de 6 minutos de duración, con 2 pausas de igual duración entre medio (curva inferior verde). Efectivamente, se observa que las pérdidas transientes  $\Delta Q_e$  y  $\Delta Q_g$  son casi idénticas, con un error máximo del 0,153 % para  $Q_e$  y de 0,024 % para  $Q_g$ . Las duraciones de rampa de esta magnitud fueron escogidas para lograr aproximadamente la convergencia a cada estado estacionario intermedio. Para múltiples rampas de muy corta duración, la ley resumida en las ecuaciones (5.8a) y (5.8b), se cumplirá con menor exactitud. El Anexo E muestra una demostración matemática de este fenómeno para la aproximación mediante un sistema lineal simple.

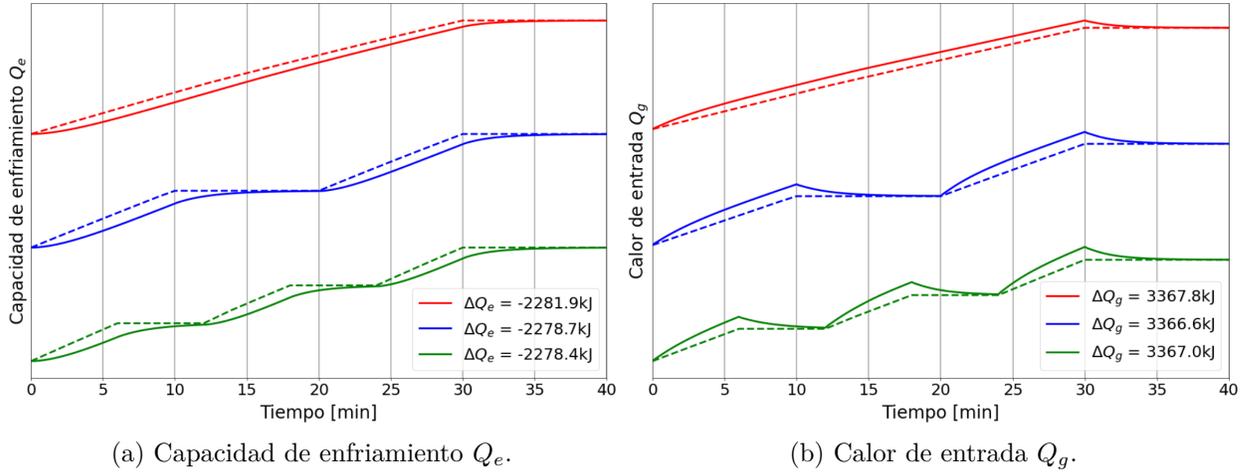


Figura 5.10: Pérdidas transientes de rampas múltiples en  $T_{11}$  entre el 50 % y 100 % de capacidad.

Todo lo anterior tiene consecuencias prácticas importantes: en una situación de control de la máquina, cualquier variación monótona en la variable de control (sin cambiar de sentido) es aproximable mediante una serie de rampas de duración y magnitud arbitrarias. Dado esto, al pretender cambiar la operación de la máquina desde el estado  $i$  hasta el estado  $f$ , ya sea un aumento o reducción de su capacidad, se producirá un déficit de generación de frío  $\Delta Q_e = k_e(T_f - T_i)$  y una pérdida de calor  $\Delta Q_g = k_g(T_f - T_i)$ , ambos inevitables, pero predecibles en magnitud. No obstante, existen otros tipos de trayectorias de control, que permiten reducir el déficit  $\Delta Q_e$  arbitrariamente mediante una compensación con la pérdida  $\Delta Q_g$  o viceversa. Para reducir  $\Delta Q_e$  y lograr un enfriamiento más efectivo, se requiere una trayectoria para la variable de control con un movimiento más agresivo en la dirección de la variación, mientras que para reducir  $\Delta Q_g$  y lograr un uso más ahorrativo de la fuente de calor, se requiere un movimiento más delicado en la misma dirección. De hecho, este tipo de estrategia no sólo permite reducir el déficit de enfriamiento acercando la evolución real de  $Q_e$  a la ideal (estacionaria), sino que en principio es posible controlar la trayectoria dinámica de la máquina, estableciendo correctamente la trayectoria de la variable de control en cada instante. Para lograr esto último, no obstante, se requiere una herramienta capaz de predecir la evolución dinámica de la máquina, esto es, una estrategia de control basada en un modelo transiente. Esta posibilidad, y su alcance, es discutida en la sección siguiente.

## 5.4. Control ante un perfil de demanda

Esta última sección tiene un propósito más conceptual que analítico: ilustrar una situación en la que se busca establecer una estrategia de control predictivo de un chiller de absorción para suplir un perfil de demanda de generación de frío en el tiempo  $Q_e(t)$ . Éste último puede estar basado, por ejemplo, en las necesidades de aire acondicionado de un edificio, u otro sistema que opere a carga variable, es decir, que absorba calor de forma variable en el tiempo. Incluso si el sistema pretende funcionar con un termostato, el control de una máquina de refrigeración en operación variable puede ayudar a optimizar el proceso ante variaciones temporales en la carga térmica presente en el sistema.

Inspirado en la forma de los perfiles de irradiancia solar y temperatura ambiente durante un día despejado, el perfil de demanda a utilizar en esta sección corresponde a un pulso sinusoidal, con inicio y fin fijados en 25 kW y con amplitud de 4,5 kW. Respecto a la duración, se tienen dos casos: un perfil de variación rápida de 1 minuto de duración, y otro más lento de 1 hora de duración.

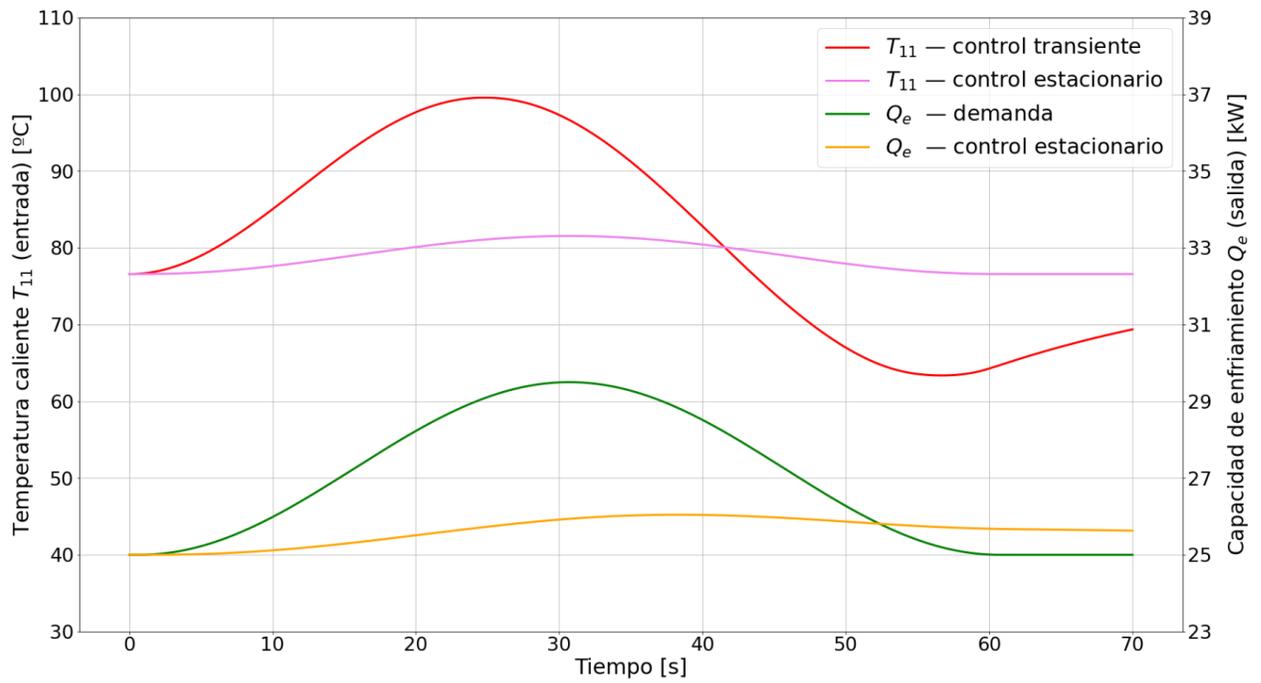
Como fue descrito en la sección 3.1, se desarrolló una versión inversa del modelo transiente, que permite calcular el perfil temporal de la variable de control que, al utilizarse en el modelo transiente regular, da lugar precisamente al perfil de demanda  $Q_e(t)$ . Este perfil calculado representa figurativamente la estrategia de control que debe seguirse para que la máquina “real” (como sistema dinámico con inercia térmica) cumpla de forma perfecta la demanda de generación de frío, cosa que en un caso de aplicación sólo se puede obtener mediante un modelo transiente. Este perfil es denominado aquí como *control transiente*.

En segundo lugar, se utiliza un modelo estacionario inverso para calcular el perfil temporal de la variable de control que, al utilizarse en el modelo estacionario regular, da lugar al perfil de demanda  $Q_e(t)$ . Este perfil representa la estrategia de operación que seguiría un sistema de control únicamente basado en un modelo estacionario o un mapa de operación precalculado, lo cual es común en la industria<sup>7</sup>. Este perfil temporal es denominado aquí como *control estacionario*. Un sistema de control de este tipo permite calcular la variación necesaria en la variable de control que permite que el sistema converja a un estado (capacidad) diferente, pero no controla la trayectoria del sistema desde el inicio hasta ese estado final. Esto es adecuado para cierto tipo de aplicaciones en donde la demanda varíe lentamente o con bajas fluctuaciones, o si no es lo suficientemente específica como para necesitar un sistema de control que tenga en cuenta la dinámica temporal del sistema. Esta última situación es la que se busca representar mediante el perfil de demanda de 1 hora de duración, y compararla con una situación de mayor exigencia dinámica, representada mediante el perfil de 1 minuto de

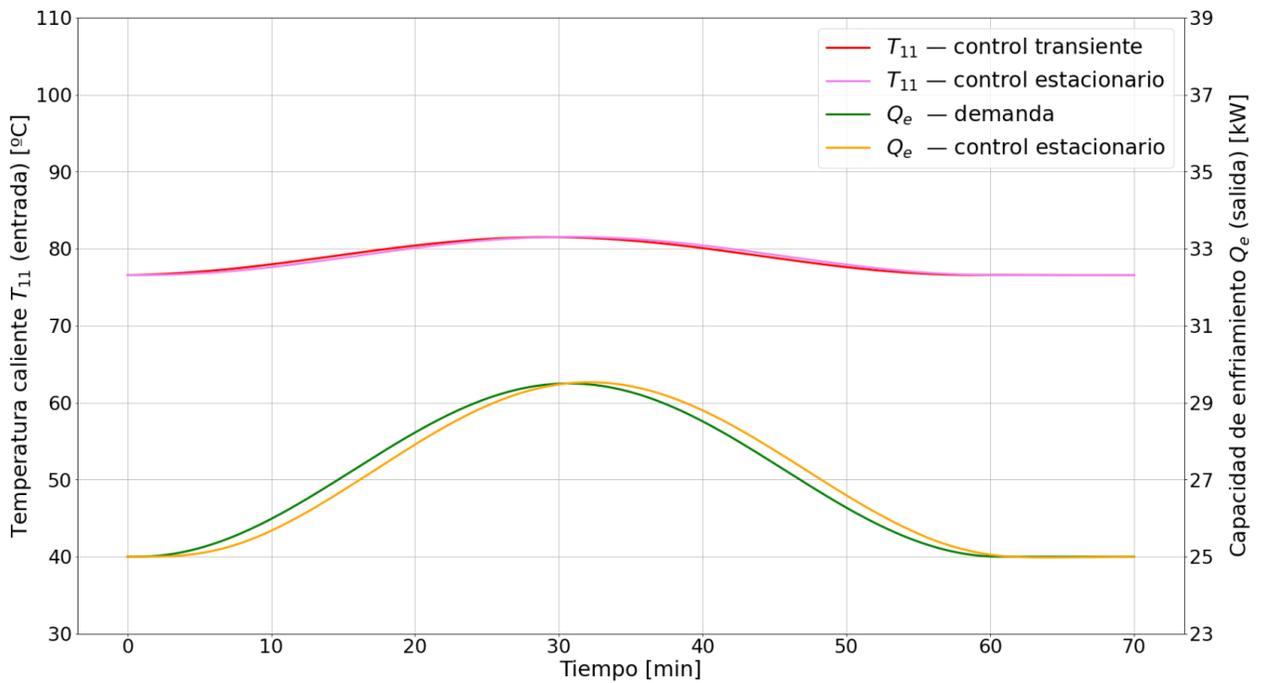
---

<sup>7</sup> Programas de simulación transiente de sistemas energéticos como TRNSYS [5] o EnergyPlus [6] utilizan modelos estacionarios para simular la respuesta de máquinas de absorción. Estos programas están enfocados en simulaciones horarias, por lo que en la mayoría de estas situaciones los efectos transientes de la máquina pueden desprejarse.

duración. Por último, se calcula la respuesta del modelo transiente a este control estacionario, perfil denominado aquí como *respuesta al control estacionario*, que representa la trayectoria que seguiría la máquina “real” ante la estrategia de control estacionario, en contraste con el perfil de demanda original, cumplido por el control transiente.



(a) Duración de 1 minuto.



(b) Duración de 1 hora.

Figura 5.11: Control transiente y estacionario ante un perfil de demanda sinusoidal. Variable  $T_{11}$ .

El análisis se realiza únicamente con la variable de control  $T_{11}$ , para evitar redundancia en las conclusiones generales. Los resultados se presentan en la Figura 5.11, donde se evidencia el efecto que tiene el grado de variabilidad temporal del perfil de demanda en la respuesta dinámica de la máquina de absorción. Para el primer caso (Figura 5.11.a), dada una amplitud de variación del 4,5 kW en la demanda en ida y vuelta durante 1 minuto, el uso de un control estacionario genera una respuesta insatisfactoria de la máquina. No sólo la amplitud de variación resultante fue sólo un 23 % de la requerida, sino que el peak en la respuesta se encuentra desalineado con el peak en la demanda. En consecuencia, el frío total generado hasta los 60 segundos,  $\int_0^T Q_e dt$  (calor total absorbido por la máquina en el evaporador), fue considerablemente menor, con una diferencia absoluta de 96,2 kJ, y un error relativo del 79 % respecto a la diferencia entre la demanda y el valor base de de 25 kW (para considerar solamente variaciones). En cuanto a la diferencia absoluta entre las curvas de control transiente y estacionario, el error RMS entre las curvas de la variable de control es de 12,34°C, mientras que entre la demanda y la respuesta al control estacionario es de 2,15 kW.

Para el caso del perfil de demanda con duración de 1 hora, la respuesta del sistema con control estacionario se alinea muy bien con la demanda (respuesta con control transiente). La amplitud de variación de la producción con control estacionario es en este caso del 18,1 %, prácticamente idéntica a la demanda, aunque se observa que aún así la respuesta está ligeramente desfasada, producto de la inevitable inercia del sistema. El frío total generado en este caso hasta los 60 minutos difiere tan sólo en 8,9 kJ (por 60 veces el tiempo de operación), es decir, un 0,12 % respecto a la diferencia con la demanda base de 25 kW. Asimismo, ambos perfiles para la variable de control concuerdan casi perfectamente, en esta escala de tiempo. El error RMS entre las curvas de la variable de control es de 0,27°C, mientras que entre la demanda y la respuesta al control estacionario es de 0,25 kW.

Obsérvese en el caso de 1 hora, cómo incluso con una variación tan lenta en la demanda, la diferencia entre las curvas de entrada ( $T_{11}$ ) es claramente distinto al error entre las curvas de salida ( $Q_e$ ), principalmente por el desfase que se presenta entre estas últimas. Esto no sólo es producto de la inercia en el sistema causada por la acumulación de fluido y de sus propiedades termodinámicas, sino que tanto en la máquina real como en el modelo numérico el efecto de un cambio en la variable de entrada no se ve reflejado al instante en la variable de salida. En la máquina real este efecto viene dado por los tiempos de transporte de calor y fluido entre los distintos volúmenes de control, pero en el modelo numérico este comportamiento viene siendo simplificado por la forma en que está planteado: ante una conexión entre los componentes A y B, la variable de salida de A en el instante  $i$  se vuelve la variable de entrada a B en el instante  $i + 1$ . De esta forma, dada la presencia de 2 componentes (C y E) y 1 acumulador ( $M_C$ ) entre la entrada de  $T_{11}$  al sistema y el cálculo de  $Q_e$  (véase la Figura 4.9), la influencia de una a la otra ocurre 3 instantes de tiempo más tarde. Esto advierte la posibilidad de que si un modelo transiente similar es ejecutado con un paso de tiempo grueso, podría erróneamente calcular una respuesta que dependa de este paso de tiempo.

De estos resultados se puede concluir que, si bien para controlar con exactitud una máquina de absorción bajo un régimen de operación altamente variable dada su alta inercia dinámica, es imperativo el uso de un sistema de control predictivo sofisticado basado en un modelo transiente, su operación variable en regímenes de variaciones horarias es perfectamente viable mediante un sistema de control estacionario. De hecho, en muchos de estos casos seguramente no sea necesario contar con un modelo estacionario (ya sea termodinámico, basado en la ecuación característica o por un mapa de operación experimental), y sea suficiente utilizar un sistema de control con retroalimentación, como PID.

La mayoría de aplicaciones en que se ve utilizada la máquina de absorción de  $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  en la literatura son en sistemas de aire acondicionado o refrigeración ligera de mediana a gran escala, como hospitales [42], edificios de oficinas [20] o fábricas [43]. En estos sistemas la demanda suele tener muy baja variabilidad, dependiendo principalmente de factores estacionales y horarios fácilmente previsibles, por lo que la implementación de sistemas de control basados únicamente en la operación estacionaria es apropiada. No obstante, existen aplicaciones en donde los requerimientos de control de temperatura son mucho más exigentes, aunque estos tienden a ser comúnmente sistemas de pequeña escala, es decir, espacios o cuerpos con menor capacidad térmica total. Como se ha mencionado anteriormente, ejemplos incluyen el transporte de productos médicos [48], o aplicaciones específicas que requieran perfiles de enfriamiento con gran exactitud.

# Capítulo 6

## Conclusión

Ante la abundancia de estudios acerca del comportamiento de la máquina de absorción en condiciones de equilibrio (estacionarias) en la literatura [11–14, 17–19, 23], este trabajo ha buscado profundizar en el entendimiento del comportamiento dinámico de esta tecnología, esto es, la forma en que el sistema evoluciona de un estado a otro en el tiempo. Esto permite no sólo conocer los estados iniciales y finales dados por una variación acotada en una variable de entrada (controlable), sino toda la trayectoria que realiza cada una de las variables del sistema, internas y externas. Como se exploró en la sección 5.4, el conocimiento del comportamiento dinámico de la máquina permite operarla a través de cualquier trayectoria deseada, deduciendo la trayectoria temporal que debe(n) realizar la(s) variable(s) de control. Esto es lo que un modelo transiente permite lograr.

El modelo transiente desarrollado en el presente trabajo es en principio aplicable para la mayoría de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr–H<sub>2</sub>O, evaluando previamente si las consideraciones y simplificaciones utilizadas son aplicables en cada caso particular. El modelo contiene varios parámetros ajustables asociados a distintos componentes de la máquina, geométricos (diámetros y áreas) y operacionales (coeficientes de transferencia de calor  $UA$ , de pérdida de carga  $\xi$  y un flujo crítico  $\dot{m}_{crit}$  para el evaporador del chiller WFC-10). Estos parámetros pueden ser modificados para ajustar los resultados del modelo, tanto estacionarios como de evolución temporal, a la máquina en cuestión a modelar. Sin embargo, el modelo tiene algunas características críticas que requieren evaluación en posteriores modelamientos y validaciones experimentales, siendo las dos principales la eliminación del acumulador de vapor de alta presión y el cálculo del vapor de baja presión en condiciones constantes de saturación, ambas introducidas por el mismo motivo: prescindir en lo posible de características geométricas de la máquina, al no conocerse públicamente esta información para el chiller WFC-10. Sin embargo, de conocerse o poder estimarse esta información, debería idealmente incluirse en el modelo, mediante el uso de una ecuación de estado para el vapor [22, 26].

Otro aspecto novedoso de este trabajo es el modelo específico para el evaporador del WFC-10, basado en el trabajo de Nurzia (2008), pero aplicado por primera vez a la nueva versión

de esta máquina, que opera con una bomba de solución y un generador de película descendente en lugar de una bomba-generador de termosifón. Como fue demostrado por Albers et al. [13, 18], un modelo termodinámico básico o el método de la ecuación característica son insuficientes para modelar de forma apropiada al WFC-10. Las características de operación a cargas menores a la nominal fueron ajustadas por el presente modelo de forma muy satisfactoria únicamente a partir de los datos operaciones nominales publicados por el fabricante [4] (ver Figura 4.8). Sin embargo, el comportamiento ineficiente de la máquina a cargas mayores a la nominal no fue ajustado de forma precisa, con lo que el modelo sólo representa una primera aproximación al fenómeno.

Los resultados presentados en este trabajo conciernen principalmente a las características dinámicas de operación de una máquina de absorción. En primer lugar, dada la lenta respuesta de esta máquina frente a otras tecnologías de refrigeración, se estudió el comportamiento de tiempo de respuesta de la máquina para una gama de variaciones temporales de tipo rampa en las variables de control analizadas. En concreto, se analizó cómo cambia el tiempo de respuesta para aumentos y reducciones de distintas magnitudes y velocidades de cambio en la variable de control, encontrándose tiempos de respuesta del orden de 10 minutos para variaciones rápidas, pero directamente dependientes de la duración del cambio para variaciones lentas. También se estudió el efecto que tiene la regulación del flujo impulsado por la bomba de solución en la dinámica del sistema, dado el rol de esta variable en el transporte de materia y energía a través de la máquina, donde se comprobó que flujos suficientemente grandes aceleran la respuesta. El valor de esta clase de estudio radica en el potencial que tiene en solucionar el problema de la lenta respuesta temporal de la máquina de absorción, mediante el diseño de estrategias de control avanzadas que permitan operar la máquina de forma más efectiva en todo instante.

Las *pérdidas transientes* asociadas a una variación en el estado de la máquina, son una medida del déficit de generación de frío y el exceso de calor de entrada, por la falta de instantaneidad en la respuesta de la máquina. Un estudio de ellas en función de las características de la variación de rampa reveló que, en la práctica, son aproximadamente proporcionales a la magnitud neta de la variación, e independientes de la velocidad de cambio, cumpliéndose esto de forma exacta para un sistema lineal simple. Esto quiere decir que una determinada variación de control monótona sobre el estado de la máquina conlleva pérdidas transientes fijas, y por tanto un peor rendimiento de la máquina en el período transiente. Esta falta de controlabilidad temporal de la máquina es solucionable únicamente mediante una estrategia de control predictivo que dirija la variable de control para prever este déficit, y más aún, poder controlar la trayectoria temporal completa de la capacidad de enfriamiento, objetivo realizable mediante el uso de un modelo transiente como el desarrollado en el presente trabajo.

Dado el potencial de controlabilidad recién descrito, este trabajo pretende levantar una discusión sobre en qué tipo de aplicaciones y bajo qué circunstancias el control de una má-

quina de absorción, únicamente mediante un modelo estacionario o un mapa de operación experimental, es suficiente y satisfactorio, o si es necesario o al menos beneficioso utilizar una estrategia de control transiente. En particular, la operación de la máquina con un alto grado de dinamismo, a causa de una demanda variable en el tiempo, es un tipo de aplicación que muchas veces se presenta en sistemas de pequeña escala. Si bien en la actualidad la participación de la tecnología de absorción en el mercado se presenta casi exclusivamente a las escalas mediana y grande, el desarrollo de esta tecnología hacia modelos más eficientes, seguros y económicos seguramente expanda el mercado hasta aplicaciones que requieran mejores estrategias de control para operación variable. Sin embargo, los resultados de este trabajo sugieren fundamentalmente que para la gran mayoría de las aplicaciones actuales de esta tecnología, el uso de estrategias de control estacionarias sí son apropiadas: dados los tiempos de respuesta del orden de 10 minutos, característicos de una máquina de absorción de mediana escala como la estudiada en este trabajo, un régimen de operación con cambios estables y notables sólo en el orden de horas, y no minutos, puede ser conseguido con un bajo nivel de error con un sistema de control que no considere las características dinámicas de la máquina de absorción. Sin embargo, modelos de mayor capacidad tienden a tener tiempos de respuesta mayores, llegando a varias decenas de minutos en grandes aplicaciones industriales, por lo que este análisis debiese ser realizado en cada aplicación particular.

Como posible continuación a este trabajo, se sugiere realizar una validación experimental del modelo utilizando la máquina real en distintas circunstancias operacionales, con lo cual se puede mejorar el ajuste de parámetros e incluso mejorar ciertos aspectos del modelo, tales como el almacenamiento de vapor, para lograr un modelo más fiel a la realidad y que sirva como base para el diseño de un método de control predictivo finalmente capaz de dirigir libremente la trayectoria dinámica de la máquina de absorción. Por último, naturalmente, sería interesante analizar el resultado de integrar el modelo transiente a un sistema mayor en un contexto de aplicación real con demanda dinámica, para luego aplicar una estrategia de control transiente y evaluar su rendimiento en el sistema energético real.

# Bibliografía

- [1] Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b19625>
- [2] Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Inc. <https://doi.org/10.1002/9781119245964>
- [3] Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications*. McGraw-Hill Education. <https://www.mheducation.com/highered/product/heat-mass-transfer-fundamentals-applications-cengel-ghajar/M9780073398198.html>
- [4] Yazaki Energy Systems. *WFC-SC(H) Chiller & Chiller-Heater, Specifications*. Version 11-1. <https://www.yazakienergy.com/>
- [5] TRNSYS (2017). *TRNSYS 18 Standard Component Library Overview Volume 3*. <https://www.trnsys.com/assets/docs/03-ComponentLibraryOverview.pdf>
- [6] Big Ladder Software (2018). *Chillers: Engineering Reference — EnergyPlus 8.9*. <https://bigladdersoftware.com/epx/docs/8-9/engineering-reference/chillers.html>
- [7] Bilbao, S., & Smith III, J. O. (2019). *MUS420 Lecture: Discrete-Time Lumped Models*. CCRMA, Department of Music, Stanford University. [https://ccrma.stanford.edu/~jos/NumericalInt/Lumped\\_vs\\_Distributed\\_Systems.html](https://ccrma.stanford.edu/~jos/NumericalInt/Lumped_vs_Distributed_Systems.html)
- [8] Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508. <http://www.coolprop.org/>
- [9] International Association for the Properties of Water and Steam, IAPWS R6-95(2018), *Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use* (2018). <http://www.iapws.org/relguide/IAPWS95-2018.pdf>
- [10] Kim, D. S., & Infante Ferreira, C. A. (2006). A Gibbs Energy equation for LiBr aqueous solutions. *International Journal of Refrigeration*, 29(1), 36–46. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.006>
- [11] Gommed, K., & Grossman, G. (1990) *Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems*. AT-90-30-6. <https://iifir.org/en/fridoc/performance-analysis-of-staged-absorption-heat-pumps-water-lithium-10607>

- [12] Hellmann, H.-M., Schweigler, C., & Ziegler, F. (1999). The characteristic equations of absorption chillers. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC'99, 24-26 March 1999, Munich, Germany. <https://iifir.org/en/fridoc/the-characteristic-equations-of-absorption-chillers-18494>
- [13] Albers, J., & Ziegler, F. (2003). Analysis of the Part Load Behaviour of Sorption Chillers With Thermally Driven Solution Pumps. Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, WA, Paper No. ICR0570.
- [14] Albers, J., Ziegler, F., & Asdrubali, F. (2005). Investigation into the influence of the cooling water temperature on the operating conditions of thermosyphon generators. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC-053-2005, 22-24 June 2005, Denver, CO, USA. [https://www.researchgate.net/publication/258226453\\_Investigation\\_into\\_the\\_influence\\_of\\_the\\_cooling\\_water\\_temperature\\_on\\_the\\_operating\\_conditions\\_of\\_the\\_thermosyphon\\_generators](https://www.researchgate.net/publication/258226453_Investigation_into_the_influence_of_the_cooling_water_temperature_on_the_operating_conditions_of_the_thermosyphon_generators)
- [15] Kohlenbach, P., & Ziegler, F. (2008). A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I: The model. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 217-225. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.06.009>
- [16] Kohlenbach, P., & Ziegler, F. (2008). A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II: Numerical results and experimental verification. *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 226-233. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.06.010>
- [17] Nurzia, G. (2008). *Design and simulation of solar absorption cooling systems* [Doctoral thesis, Università degli studi di Bergamo]. AISBERG. <https://hdl.handle.net/10446/51>
- [18] Albers, J., Nurzia, G., & Ziegler, F. (2010). Simulation and experimental analysis of a solar driven absorption chiller with partially wetted evaporator. *Journal of Solar Energy Engineering*, 132(1). <https://doi.org/10.1115/1.4000331>
- [19] Albers, J., Ziegler, F. (2011). Heat transfer calculation for absorption heat pumps under variable flow rate conditions. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC11, 6-7-8 April 2011, Padua, Italy. [https://www.researchgate.net/publication/284087959\\_Heat\\_transfer\\_calculation\\_for\\_absorption\\_heat\\_pumps\\_under\\_variable\\_flow\\_rate\\_conditions](https://www.researchgate.net/publication/284087959_Heat_transfer_calculation_for_absorption_heat_pumps_under_variable_flow_rate_conditions)
- [20] Albers, J. (2014). New absorption chiller and control strategy for the solar assisted cooling system at the German federal environment agency. *International Journal of Refrigeration*. 39,48-56.<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.08.015>
- [21] Evola, G., Le Pierrès, N., Boudehenn, F., & Papillon, P. (2013). Proposal and validation of a model for the dynamic simulation of a solar-assisted single-stage Li-Br/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 1015–1028. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.013>
- [22] Dawood, J. (2015). *Transient Simulation of a Lithium Bromide-Water Vapour Absor-*

- ption Refrigeration System* [Master's thesis, Stellenbosch University]. SUNScholar Research repository. <https://scholar.sun.ac.za/handle/10019.1/97949>
- [23] Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., & Henriuez, J. R. G. (2014). Energy and exergy analysis of the performance of 10 TR lithium bromide/water absorption chiller. *Rev. Tec. Ing. Univ. Zulia*, 37, No1, 38-47. [http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0254-07702014000100006](http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0254-07702014000100006)
- [24] Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., Henriuez, J. R. G., & dos Santos, C. A. C. (2016). Dynamic Study of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/h 2 O. *Energy Conversion and Management*, 108, 30-42. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.009>
- [25] Ochoa, A. A. V., Dutra, J. C. C., Henriuez, J. R. G., dos Santos, C. A. C., & Rohatgi, J. (2017). The influence of the overall heat transfer coefficients in the dynamic behavior of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H2O. *Energy Conversion and Management*, 136, 270-282. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.020>
- [26] Wang, J., Shang, S., Li, X., Wang, B., Wu, W., & Shi, W. (2017). Dynamic performance analysis for an absorption chiller under different working conditions. *Applied Sciences*, 7(8), 797. <https://doi.org/10.3390/app7080797>
- [27] Sabbagh, A. A., & Gomez, J. M. (2018). Optimal control of single stage LiBr/water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 92, 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.007>
- [28] Lecuona, A. et al. (2009). Optimum hot water temperature for absorption solar cooling. *Solar Energy*, 83(10), 1806-1814. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.06.016>
- [29] Li, Z. et al. (2018). Off-Design Modeling and Simulation of Solar Absorption-Subcooled Compression Hybrid Cooling System. *Applied Sciences*, 8(12), 2612. <https://doi.org/10.3390/app8122612>
- [30] Alcantara, S. et al. (2022). Implementation of the characteristic equation method in quasi-dynamic simulation of absorption chillers: Modeling, validation and first results. *Energy Conversion and Management: X*, 13, 100165. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2021.100165>
- [31] Ebrahimnataj Tiji, A., Ramiar, A., & Ebrahimnataj, M. (2020). Comparison the start-up time of the key parameters of aqua-ammonia and water-lithium bromide absorption chiller (AC) under different heat exchanger configurations. *SN Applied Sciences*, 2(9). <https://doi.org/10.1007/s42452-020-03270-4>
- [32] Mahamoudou, A., Le Pierres, N., & Ramousse, J. (2022). Review of Coupled Heat and mass transfer studies in falling film absorbers: Modeling, experimental and thermodynamic approaches. *International Journal of Refrigeration*, 136, 229-244. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.01.024>
- [33] Shi, C., Chen, Q., Jen, T.-C., & Yang, W. (2010). Heat transfer performance of lithium

- bromide solution in Falling film generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(15-16), 3372–3376. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.051>
- [34] Jani, S. (2012). Simulation of Heat and Mass Transfer Process in Falling Film Single Tube Absorption Generator. *International Journal of Science and Engineering Investigations*. 1. [https://www.researchgate.net/publication/268353992\\_Simulation\\_of\\_Heat\\_and\\_Mass\\_Transfer\\_Process\\_in\\_Falling\\_Film\\_Single\\_Tube\\_Absorption\\_Generator](https://www.researchgate.net/publication/268353992_Simulation_of_Heat_and_Mass_Transfer_Process_in_Falling_Film_Single_Tube_Absorption_Generator)
- [35] Yang, L., Song, X., & Xie, Y. (2017). Effect of the dryout in tube bundles on the heat transfer performance of Falling Film Evaporators. *Procedia Engineering*, 205, 2176–2183. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.041>
- [36] Bock, B., Meyer, J. P., & Thome, J. R. (2019). Falling film boiling and pool boiling on plain circular tubes: Influence of surface roughness, surface material and saturation temperature on heat transfer and dryout. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 109, 109870. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.109870>
- [37] Puig-Arnavat, M., López-Villada, J., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2010). Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. *International Journal of Refrigeration*, 33(1), 70–78. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.08.005>
- [38] Justo Alonso, M., Liu, P., Mathisen, H. M., Ge, G., & Simonson, C. (2015). Review of heat/energy recovery exchangers for use in Zebs in Cold Climate Countries. *Building and Environment*, 84, 228–237. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.11.014>
- [39] Budania, A. et al. (2013). Transient simulation of a solar absorption cooling system. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 11, 54–60. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctt060>
- [40] Dalibard, A. et al. (2016). Control Optimization of Solar Thermally Driven Chillers. *Energies*, 9(11), 864. <https://doi.org/10.3390/en9110864>
- [41] Nienborg, B. et al. (2017). Approaches for the optimized control of solar thermally driven cooling systems. *Applied Energy*, 185, 732–744. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.106>
- [42] Delač, B., Pavković, B., & Lenić, K. (2018). Design, monitoring and dynamic model development of a solar heating and cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 142, 489-501. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.052>
- [43] Cardemil, J. M., Escobar, R., Quiñones, G., Cortés, C., Pino, A., Häberle, A., & Tenreiro, C. (2015). Combined Generation of Heat and Cooling for a Winemaking Process Using a Solar-Assisted Absorption Chiller. Proceedings of the Solar World Congress, 08-12 November 2015, Daegu, Korea. [https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documentos/csetdocument/papers/ISES-Combined\\_Generation\\_Heat\\_Cooling\\_Winemaking\\_cardemil\\_et\\_al\\_2015.pdf](https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documentos/csetdocument/papers/ISES-Combined_Generation_Heat_Cooling_Winemaking_cardemil_et_al_2015.pdf)

- [44] IEA (2018). *The Future of Cooling*. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>
- [45] Fraunhofer Chile Research (2017). INFORME CSET-2017-PU-003-SP. *Estudio de Tecnologías para Refrigeración Solar*. [https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documents/csetdocument/reportes/CSET-2017-PUB-003-SP\\_Estudio\\_Tecnologia\\_Refrigeracion\\_Solar-final.pdf](https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documents/csetdocument/reportes/CSET-2017-PUB-003-SP_Estudio_Tecnologia_Refrigeracion_Solar-final.pdf)
- [46] Fraunhofer Chile Research (2017). INFORME CSET-2016-PU-001-SP. *Estudio de Tecnologías Solar Térmica para Producción de Calor en la Industria*. [https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documents/csetdocument/reportes/CSET-2016-PUB-001-SP\\_Estudio\\_Tecnologia\\_Solar\\_Termica-final.pdf](https://www.fraunhofer.cl/content/dam/chile/es/documents/csetdocument/reportes/CSET-2016-PUB-001-SP_Estudio_Tecnologia_Solar_Termica-final.pdf)
- [47] *¿Cómo funciona el frigorífico RV?*. (2023). TITAN Technology Limited. <https://www.titan-cd.com/es/faq/RV-fridge-fan-work.html>
- [48] Cattin, M., Jonnalagedda, S., Makohliso, S., & Schönenberger, K. (2022). The status of refrigeration solutions for last mile vaccine delivery in low-income settings. *Vaccine: X*, 11, 100184. <https://doi.org/10.1016/j.jvacx.2022.100184>
- [49] *What Is Cop of Air Conditioner*. (2022, 8 de diciembre). Universidade Livre do Esporte. <https://universidadelivredoesporte.org/what-is-cop-of-air-conditioner/>
- [50] *How do you calculate the efficiency of a plate heat exchanger?*. (2020, 2 de noviembre). Swiss Rotors. <https://swissrotors.com/blog/how-do-you-calculate-the-efficiency-of-a-plate-heat-exchanger/>

# Anexo A

## Curvas de rendimiento del WFC-10

En este anexo se muestran y discuten las curvas de rendimiento del WFC-10 reportadas por Yazaki en el manual incluido con el chiller, que corresponden a la parametrización de la capacidad de enfriamiento y el calor de entrada (o equivalentemente, el COP) en función de 3 variables de entrada relacionadas a los circuitos externos. En cada caso, el resto de variables de entrada se mantienen constantes de acuerdo a los valores del punto nominal, especificado en las tablas 4.1 y 4.2. Éstas corresponden a la temperatura de entrada del agua caliente ( $T_{11}$ ) y el agua de refrigeración ( $T_{13}$ ), la temperatura de salida del agua enfriada ( $T_{18}$ ), los 3 flujos externos ( $\dot{m}_{hot}$ ,  $\dot{m}_{cool}$  y  $\dot{m}_{chill}$ ) y el flujo de solución débil ( $\dot{m}_w$ ).

Las figuras A.1 y A.2 muestran el comportamiento de la capacidad ( $Q_e$ ) y el calor de entrada ( $Q_g$ ) en función de la temperatura de entrada del agua caliente ( $T_{11}$ ), para varias temperaturas de entrada del agua de refrigeración ( $T_{13}$ ). Se reporta un crecimiento continuo de ambas variables. Esta tendencia es la típica en máquinas de absorción, y se debe a que una mayor temperatura del agua caliente eleva la diferencia de temperatura para la transferencia de calor en el generador, aumentando  $Q_g$ . Producto de esto, aumenta la tasa de generación de refrigerante ( $\dot{m}_r$ ), puesto que la solución fuerte puede alcanzar una mayor temperatura ( $T_4$ ), y este mayor flujo de refrigerante, al cambiar de fase posteriormente en el evaporador, extraerá una mayor cantidad de calor del agua enfriada ( $Q_e$ ). Por otro lado, también se evidencia el aumento del rendimiento del chiller a menores temperaturas de refrigeración ( $T_{13}$ ), puesto que disminuir la temperatura de la solución ( $T_1$ ) permite una mayor absorción de refrigerante.

Mientras  $Q_g$  parece aumentar de forma relativamente constante, el comportamiento de  $Q_e$  presenta una notoria curvatura, más acentuada en las temperaturas más altas. La curva es más similar a una recta a la izquierda del punto nominal (en rojo), mientras que a la derecha comienza a perder curvatura rápidamente. Sin embargo, en una máquina de absorción típica esto no sucede, donde al igual que  $Q_g$ , el comportamiento de  $Q_e$  es aproximadamente una recta en todo el rango de operación, haciendo válido el uso del método de la ecuación característica [12]. Esta anomalía es discutida en detalle en la sección 4.2.3, en base al análisis de Nurzia (2008) [17], pero se debe a un comportamiento ineficiente en el evaporador.

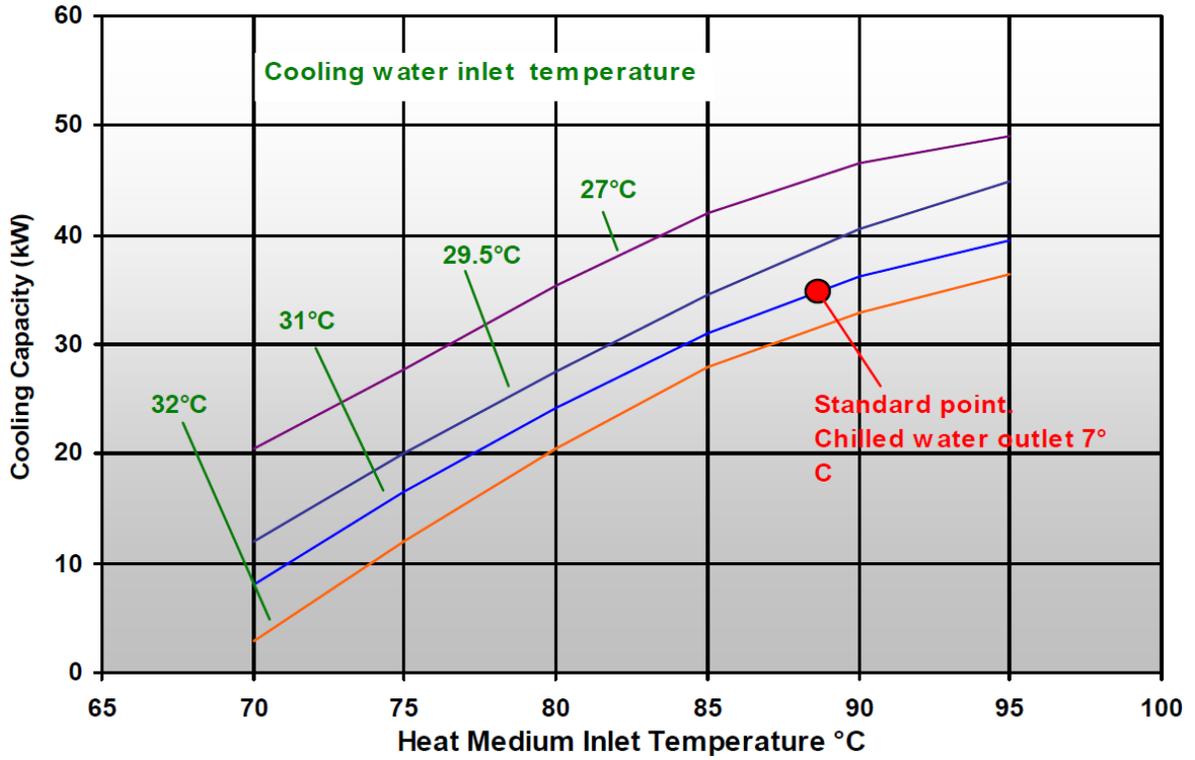


Figura A.1: Capacidad de enfriamiento en función de la temperatura de entrada del agua caliente ( $T_{11}$ ), para distintas temperaturas del agua de refrigeración ( $T_{13}$ ). Fuente: Yazaki [4].

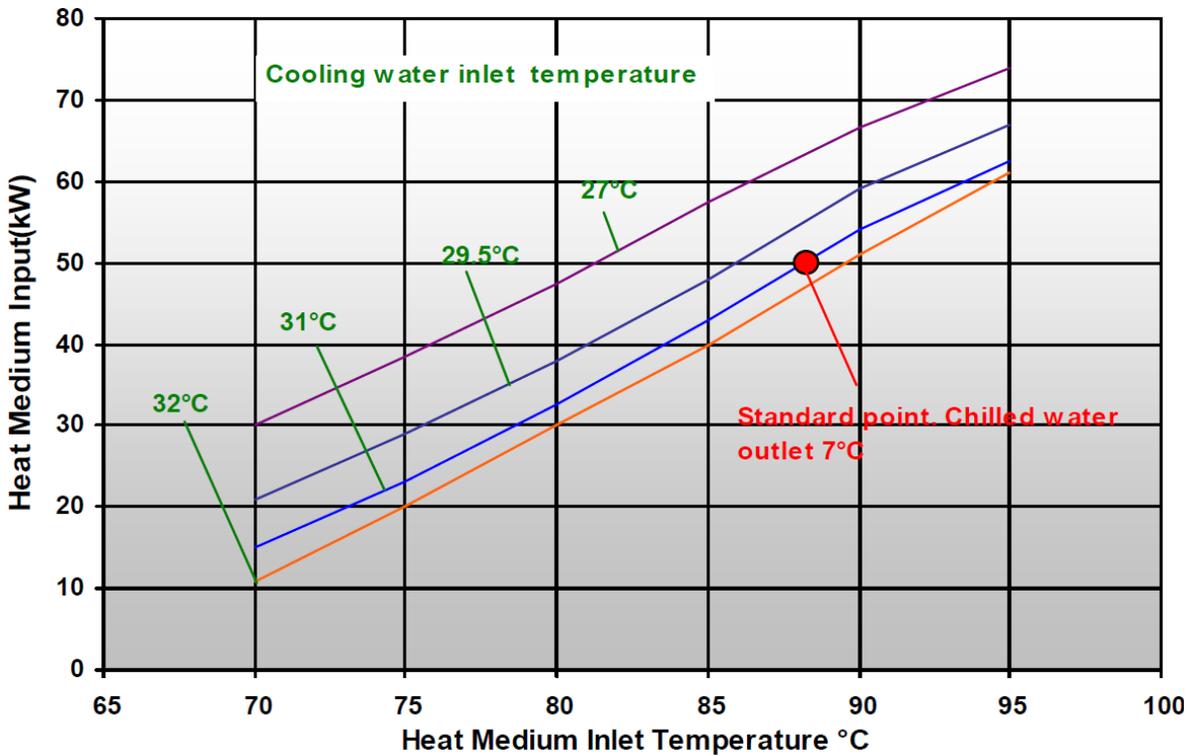


Figura A.2: Calor de entrada en función de la temperatura de entrada del agua caliente ( $T_{11}$ ), para distintas temperaturas del agua de refrigeración ( $T_{13}$ ). Fuente: Yazaki [4].

La Figura A.3 permite determinar el factor de corrección que debe aplicarse tanto a  $Q_e$  como a  $Q_g$  para obtener las características de rendimiento a valores del flujo másico de agua caliente distintos al nominal ( $\dot{m}_{hot} = 2,32 \text{ kg/s}$  según tabla 4.1). Como es de esperarse, para una menor tasa de flujo, la entrada de calor disminuye, tanto por el mayor enfriamiento de este flujo externo como por una disminución en el coeficiente convectivo. Por la menor tasa de generación de refrigerante consecuencia de esto, también disminuye la capacidad de enfriamiento. Nótese, sin embargo, que aplicar el mismo factor de corrección a ambas variables implica que el COP no varía en función de este flujo, cosa que no tiene por qué cumplirse con exactitud, por lo que un factor de corrección único debe ser tomado como una aproximación.

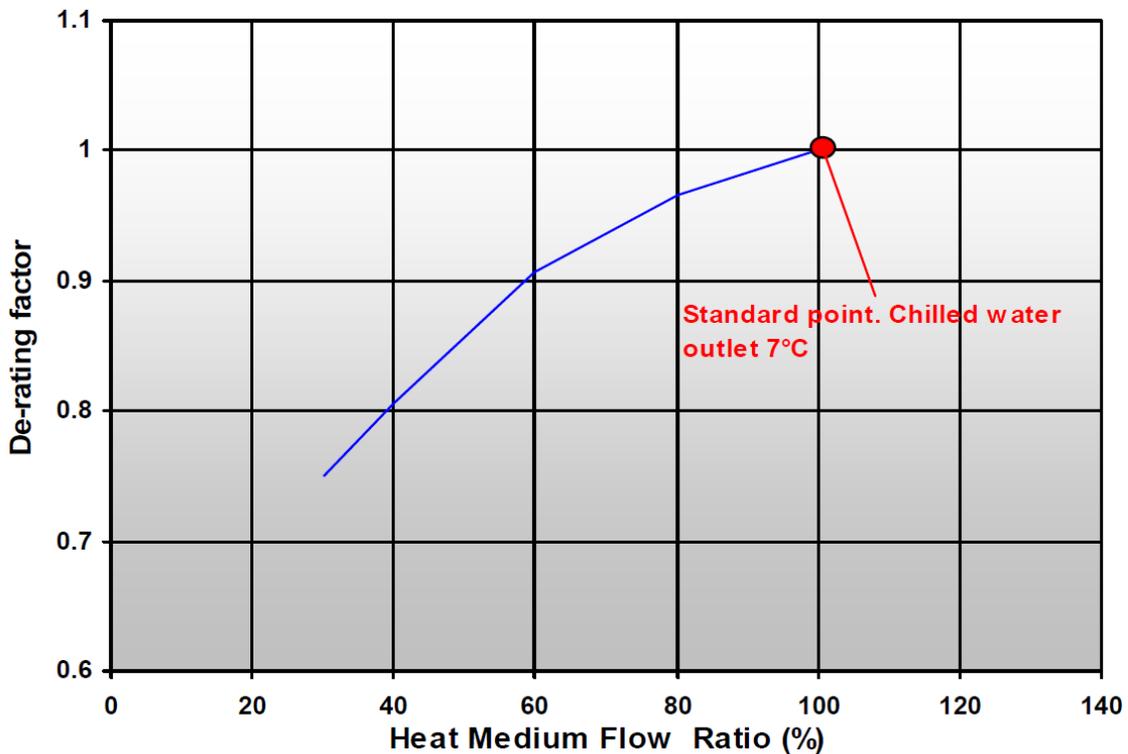


Figura A.3: Factor de corrección del flujo de agua caliente ( $\dot{m}_{hot}$ ). Fuente: Yazaki [4].

Por último, las figuras A.4 y A.5 muestran el comportamiento del chiller respecto a la temperatura de salida del agua enfriada ( $T_{18}$ ). La capacidad  $Q_e$  tiene un comportamiento similar al de la Figura A.1, donde ocurre un cambio de pendiente cerca del punto nominal (7-8 °C), pero visto menos pronunciado por el rango más acotado de temperaturas en esta figura. Sin embargo, se reporta asimismo un comportamiento parecido para el COP, pero con un cambio de pendiente mucho más pronunciado. Para la temperatura nominal del agua caliente ( $T_{11} = 88 \text{ °C}$ ), se observa con mayor precisión que el punto de cambio de pendiente se presenta en un punto muy cercano al nominal, en  $T_{18}^* = 7,33 \text{ °C}$ , denominado *punto crítico* en este trabajo. Como se explica en la sección 4.2.3, este comportamiento, al igual que el análogo en la Figura A.1 en función de  $T_{11}$ , se debe a un cambio cualitativo en el régimen de operación del evaporador.

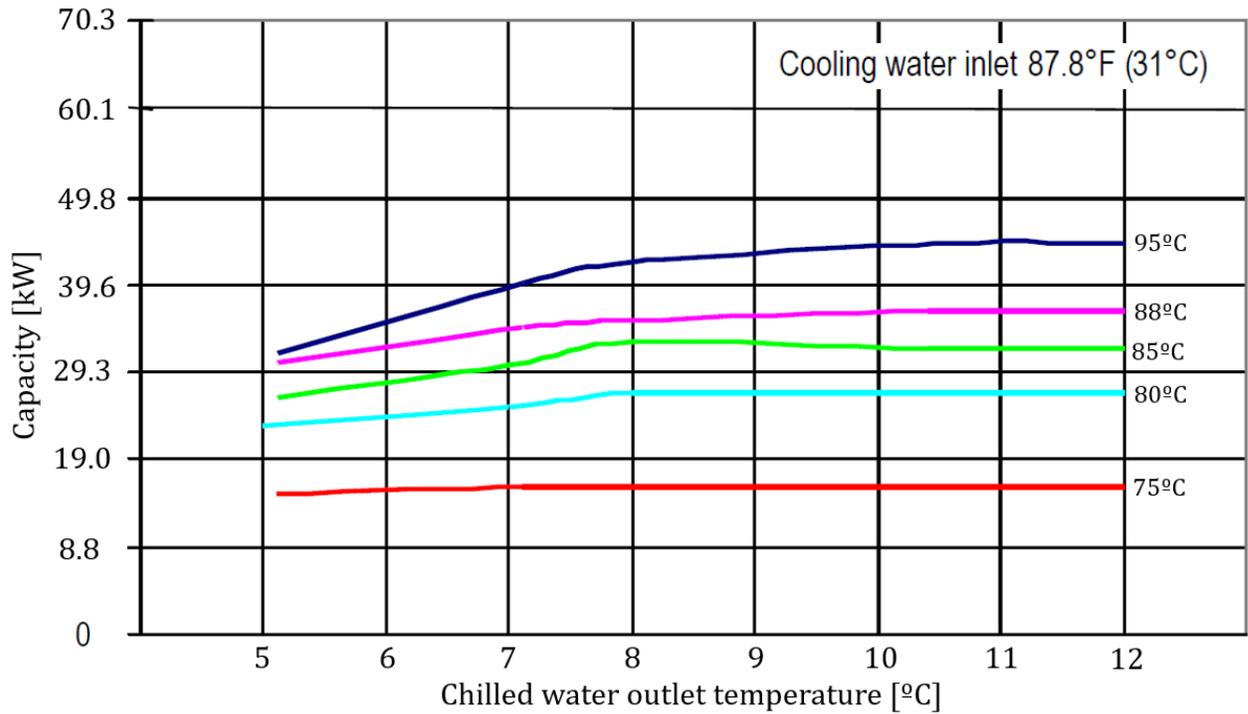


Figura A.4: Capacidad de enfriamiento en función de la temperatura de salida del agua enfriada ( $T_{18}$ ), para distintas temperaturas del agua caliente ( $T_{11}$ ). Fuente: Yazaki [4].

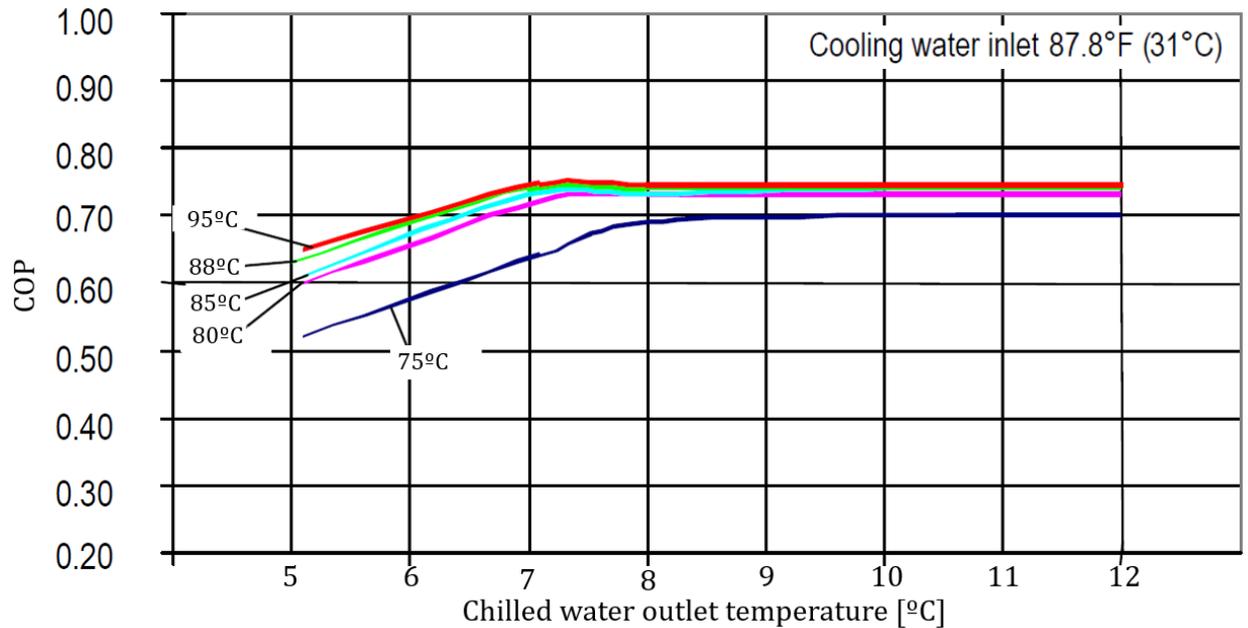


Figura A.5: COP en función de la temperatura de salida del agua enfriada ( $T_{18}$ ), para distintas temperaturas del agua caliente ( $T_{11}$ ). Fuente: Yazaki [4].

El comportamiento que la Figura A.5 reporta para el COP, similar al de la capacidad  $Q_e$ , implica que el calor de entrada no presente grandes variaciones a lo largo del rango de operación de la temperatura del agua enfriada  $T_{11}$ , además de un mínimo local en el punto  $T_{18}^* = 7,33$  °C. Este comportamiento a grandes rasgos constantes para  $Q_g$  presenta discrepancias con el esperado en un chiller típico: cualquiera sea el caso, una mayor capacidad de enfriamiento refleja una mayor tasa de refrigerante siendo evaporado (el calor latente cambia muy poco con la temperatura). Si esta corresponde a todo el refrigerante que circula por la máquina, entonces su desorción en el generador implica un mayor flujo de calor en este componente ( $Q_g$ ). Sin embargo, como se explica en la sección 4.2.3, el comportamiento casi constante de la capacidad para  $T_{18} > T_{18}^*$  se debe a que una porción cada vez mayor de refrigerante fluye a través del evaporador sin cambiar de fase. Por lo tanto, la tasa total de flujo de refrigerante crece con  $T_{18}$  en cualquier caso, con lo que  $Q_g$  debiese crecer a su vez.

# Anexo B

## Resumen de las ecuaciones del modelo transiente

Tabla B.1: Entradas y salidas del bloque 1 (válvula de refrigerante y evaporador).

<b>Entradas</b>	$h_{8o}$	$\dot{m}_{chill}$	$T_{17}$	$h_{17}$
<b>Salidas</b>	$Q_e$	$P_{low}$	$\dot{m}_{ro}$	$q_9$
	$T_9$	$T_{18}$	$h_{10i}$	$h_{18}$

Tabla B.2: Ecuaciones del bloque 1 (válvula de refrigerante y evaporador).

<b>Pr.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Ecuación</b>
Vr	Balance de energía	$h_{8o} = h_9$
Vr	Estado bifásico	$T_9 = T_{sat,H_2O}(P_{low})$
Vr	Propiedad termodinámica	$h_9 = h_{H_2O}(P_{low}, q_9)$
Ei	Balance de energía	$Q_e = \dot{m}_r(h_{10i} - h_9)$
Ei	Estado saturado	$T_{10i} = T_9$
Ei	Propiedad termodinámica	$h_{10i} = h_g - f_{liq}(h_g - h_9)$
Ei	Entalpía de vapor saturado	$h_g = h_{H_2O}(P_{low}, q = 1)$
Ee	Balance de energía	$Q_e = \dot{m}_{chill}(h_{17} - h_{18})$
Ee	Propiedad termodinámica	$h_{18} = h_{H_2O}(T_{18}, P_{atm})$
E	Transferencia de calor	$Q_e = f_{wet} U A_e \Delta T_{log}(T_{17}, T_{10}, T_{18}, T_{10})$

Tabla B.3: Entradas y salidas del bloque 2 (compresor térmico).

<b>Entradas</b>	$P_{high}$	$P_{low}$	$\dot{m}_{wo}$	$\dot{m}_{so}$	$x_{wo}$	$T_{1o}$	$h_{1o}$	$T_{4o}$	$h_{4o}$	
	$T_{10o}$	$h_{10o}$	$\dot{m}_{hot}$	$T_{11}$	$h_{11}$	$\dot{m}_{cool}$	$T_{13}$	$h_{13}$		
<b>Salidas</b>	$Q_g$	$Q_a$	$Q_{loss}$	$\dot{m}_{wi}$	$\dot{m}_{si}$	$\dot{m}_{rg}$	$\dot{m}_{re}$	$x_{wi}$	$x_{si}$	$x_{so}$
	$T_1$	$h_1$	$T_2$	$h_2$	$T_3$	$h_3$	$T_{3s}$	$T_{4i}$	$h_{4i}$	$T_5$
	$h_5$	$T_6$	$h_6$	$T_7$	$h_7$	$T_{12}$	$h_{12}$	$T_{14}$	$h_{14}$	

Tabla B.4: Ecuaciones del bloque 2 (compresor térmico).

Pr.	Descripción	Ecuación
Ai	Balance de masa	$\dot{m}_{wi} = \dot{m}_{so} + \dot{m}_{re}$
Ai	Balance de LiBr	$\dot{m}_{wi}x_{wi} = \dot{m}_{so}x_{so}$
Ai	Balance de energía	$Q_a + \dot{m}_{wi}h_{1i} = \dot{m}_{so}h_6 + \dot{m}_{re}h_{10o}$
Ai	Solución saturada	$T_{1i} = T_{sat,LiBr}(x_{wi}, P_{low})$
Ai	Propiedad termodinámica	$h_{1i} = h_{sat,LiBr}(x_{wi}, P_{low})$
Ae	Balance de energía	$Q_a = \dot{m}_{cool}(h_{14} - h_{13})$
Ae	Propiedad termodinámica	$h_{14} = h_{H_2O}(T_{14}, P_{atm})$
A	Transferencia de calor	$Q_a = UA_a\Delta T_{log}(T_6, T_{14}, T_{1i}, T_{13})$
Gi	Balance de masa	$\dot{m}_{wo} = \dot{m}_{si} + \dot{m}_{rg}$
Gi	Balance de LiBr	$\dot{m}_{wo}x_{wo} = \dot{m}_{si}x_{si}$
Gi	Balance de energía	$Q_g + \dot{m}_{wo}h_3 = \dot{m}_{si}h_{4i} + \dot{m}_{rg}h_{7i} + Q_{loss}$
Gi	Solución saturada	$T_{4i} = T_{sat,LiBr}(x_{si}, P_{high})$
Gi	Propiedad termodinámica	$h_{4i} = h_{sat,LiBr}(x_{si}, P_{high})$
Gi	Propiedad termodinámica	$h_{7i} = h_{H_2O}(T_{7i}, P_{high})$
Gi	T. sat. solución débil	$T_{3s} = T_{sat,LiBr}(x_{wo}, P_{high})$
Gi	Temperatura del vapor	$T_{7i} = T_{3s}$
Ge	Balance de energía	$Q_g = \dot{m}_{hot}(h_{11} - h_{12})$
Ge	Propiedad termodinámica	$h_{12} = h_{H_2O}(T_{12}, P_{atm})$
G	Transferencia de calor	$Q_g = UA_g\Delta T_{log}(T_{11}, T_{4i}, T_{12}, T_{3s})$
G	Pérdida de calor	$Q_{loss} = UA_{loss}(T_{7o} - T_{amb})$
Rw	Balance de energía	$Q_r = \dot{m}_{wo}(h_3 - h_2)$
Rw	Propiedad termodinámica	$h_3 = h_{LiBr}(T_3, x_{wo}, P_{high})$
Rs	Balance de energía	$Q_r = \dot{m}_{so}(h_{4o} - h_5)$
Rs	Propiedad termodinámica	$h_5 = h_{LiBr}(T_5, x_{so}, P_{high})$
R	Transferencia de calor	$Q_r = UA_r\Delta T_{log}(T_{4o}, T_3, T_5, T_2)$
SP	Balance de energía	$h_2 = h_{1o} + v_{LiBr}(T_{wo}, x_{wo})(P_{high} - P_{low})$
SP	Propiedad termodinámica	$h_2 = h_{LiBr}(T_2, x_{wo}, P_{high})$
Vs	Proceso de flash	$T_6 = LiBr_{flash}(h_6, x_{so}, P_{low})$ (sección 4.1.8)
Vs	Balance de energía	$h_5 = h_6$

Tabla B.5: Entradas y salidas del bloque 3 (condensador).

<b>Entradas</b>	$\dot{m}_r$	$T_7$	$h_7$
	$\dot{m}_{cool}$	$T_{15}$	$h_{15}$
<b>Salidas</b>	$Q_c$	$P_{high}$	$T_8$
	$h_8$	$T_{16}$	$h_{16}$

Tabla B.6: Ecuaciones del bloque 3 (condensador).

<b>Pr.</b>	<b>Descripción</b>	<b>Ecuación</b>
Ci	Balance de energía	$Q_c = \dot{m}_{ri}(h_7 - h_8)$
Ci	Líquido saturado	$T_8 = T_{sat,H_2O}(P_{high})$
Ci	Propiedad termodinámica	$h_8 = h_{H_2O}(T_8, q = 0)$
Ce	Balance de energía	$Q_c = \dot{m}_{cool}(h_{16} - h_{15})$
Ce	Propiedad termodinámica	$h_{16} = h_{H_2O}(T_{16}, P_{atm})$
C	Transferencia de calor	$Q_c = U A_c \Delta T_{log}(T_8, T_{16}, T_8, T_{15})$

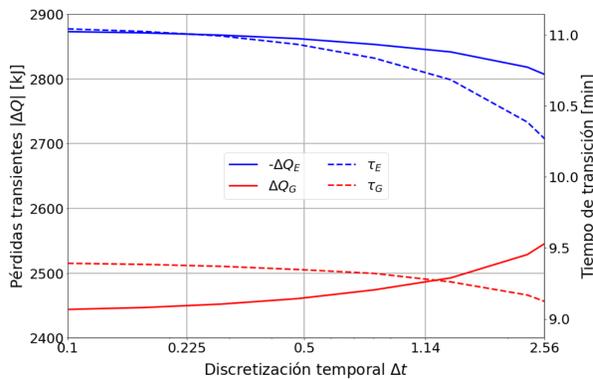
# Anexo C

## Análisis de sensibilidad del modelo

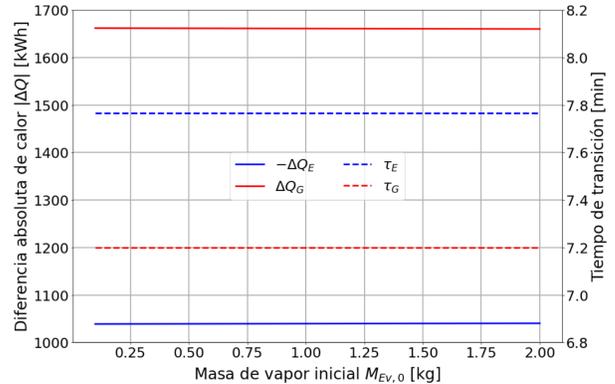
A continuación se presenta cómo cambian los principales resultados del modelo transiente básico analizados en este trabajo, vale decir, el tiempo de respuesta  $\tau$  y las pérdidas transientes  $\Delta Q$  de la capacidad de enfriamiento  $Q_e$  y el calor de entrada  $Q_g$ , ante dos parámetros de configuración del modelo numérico.

En la subfigura (a) se analiza el efecto de la discretización temporal  $\Delta t$ . La variación de control es una rampa en  $T_{11}$  desde el 50 % hasta el 100 % de capacidad ( $T_{11,i} = 69, 3^\circ\text{C}$ ,  $T_{11,f} = 88^\circ\text{C}$ ) con duración de 60 segundos. Se observa que hasta aproximadamente  $\Delta t = 0, 5$  s, se producen resultados de buena calidad, relativamente independientes de la discretización.

Por otro lado, en la subfigura (b) se analiza la influencia del valor inicial de la masa de vapor de baja presión  $M_{Ev}$ , en los resultados del modelo numérico. En este caso la rampa comienza en un 75 % de capacidad ( $T_{11,i} = 77, 9^\circ\text{C}$ ). En la sección 4.3.7 se explica que por razones de estabilidad numérica, no se seleccionó un valor inicial realista, sino uno mayor. Sin embargo, la Figura C.1.b demuestra que este valor no tiene influencia alguna sobre el comportamiento global del modelo, por lo que lo anterior no genera problema alguno en la validez de los resultados de este trabajo.



(a) Discretización temporal.



(b) Masa inicial del vapor de baja presión.

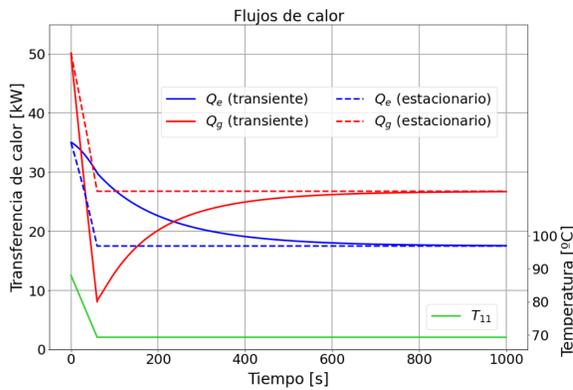
Figura C.1: Análisis de sensibilidad del modelo numérico transiente.

# Anexo D

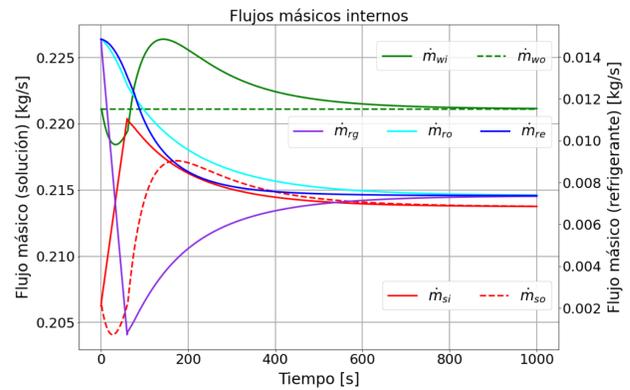
## Simulaciones adicionales

### D.1. Simulación de rampa negativa

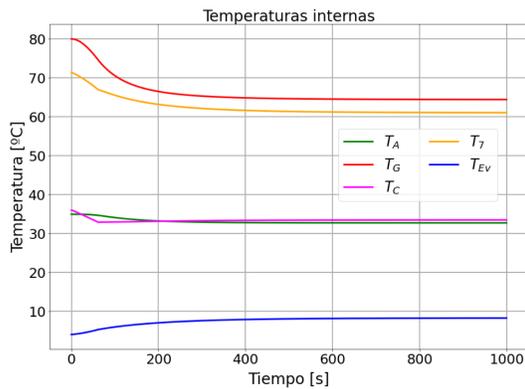
La simulación del modelo básico presentada en la Figura D.1 tiene como variable de control a  $T_{11}$ , en variación de rampa, desde los  $88^\circ\text{C}$  (100 % de carga, punto nominal) hasta los  $69,3^\circ\text{C}$  (50 % de carga).  $\tau_E = 800, 0\text{s}$ ,  $\tau_G = 733, 3\text{s}$ .



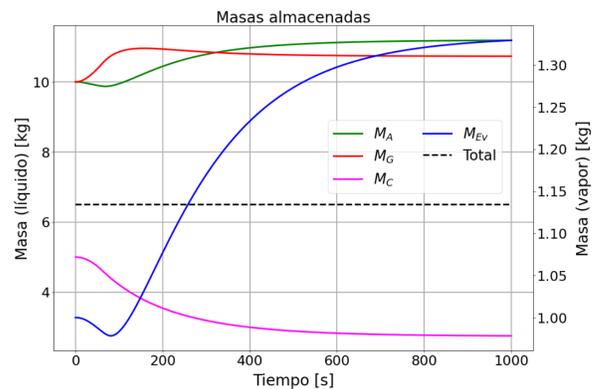
(a) Flujos de calor.



(b) Flujos máxicos internos.



(c) Temperaturas internas.

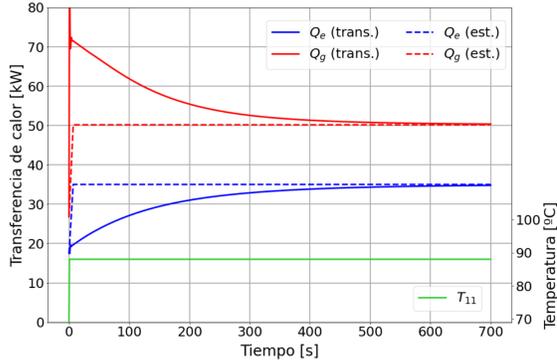


(d) Masas acumuladas.

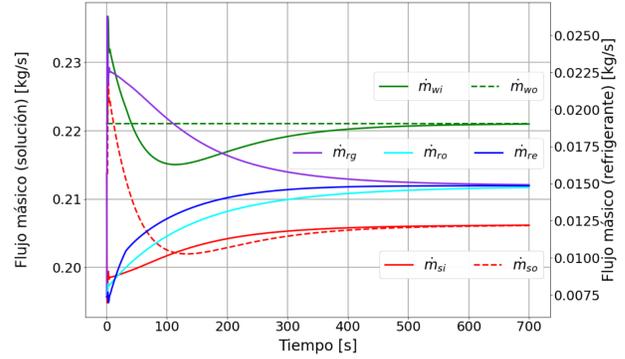
Figura D.1: Simulación del modelo básico desde el 100 % al 50 % de carga en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $T_{11}$  en perfil de rampa.

## D.2. Simulación de escalón

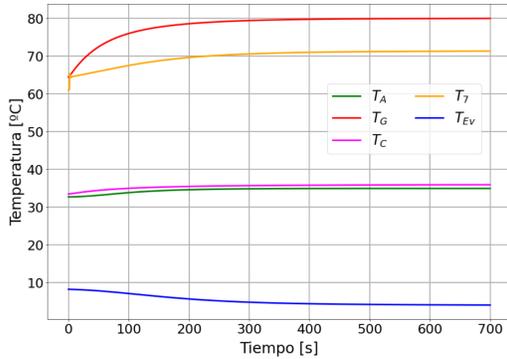
La simulación del modelo básico presentada en la Figura D.2 tiene como variable de control a  $T_{11}$ , en variación de escalón, desde de los  $69,3^{\circ}\text{C}$  (50 % de carga) hasta los  $88^{\circ}\text{C}$  (100 % de carga, punto nominal).  $\tau_E = 623,0\text{s}$ ,  $\tau_G = 529,9\text{s}$ . La sobreelevación de la respuesta (notable en curvas como la de  $Q_g$ ) y las rápidas fluctuaciones observadas alrededor de este máximo, son consecuencia del método numérico utilizado.



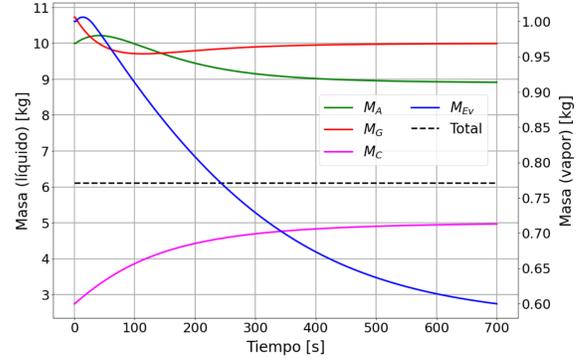
(a) Flujos de calor.



(b) Flujos máxicos internos.



(c) Temperaturas internas.

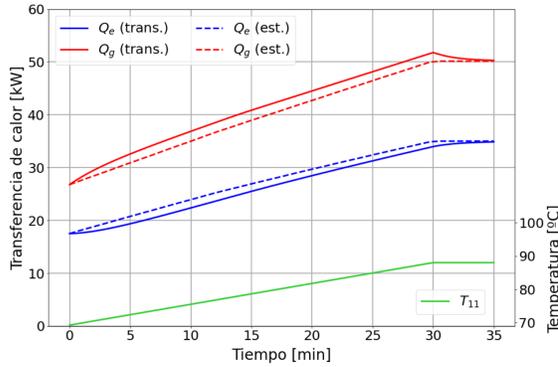


(d) Masas acumuladas.

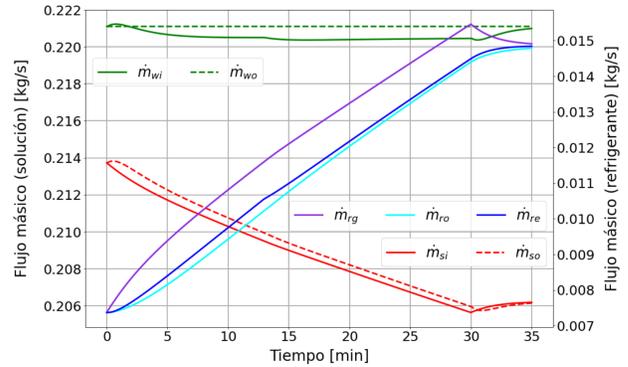
Figura D.2: Simulación del modelo básico desde el 50 % al 100 % de carga en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $T_{11}$  en perfil de escalón (rampa de 0 segundos).

### D.3. Simulación de rampa de larga duración

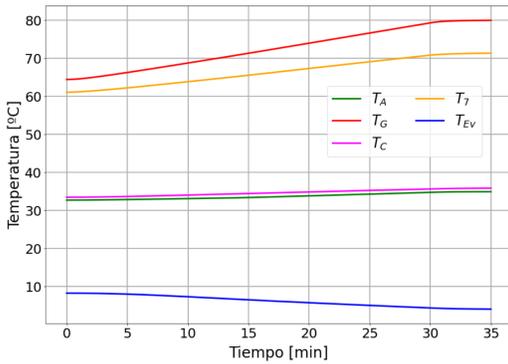
La simulación del modelo básico presentada en la Figura D.3 tiene como variable de control a  $T_{11}$ , en variación de rampa lineal de 30 minutos de duración, desde de los  $69,3^{\circ}\text{C}$  (50 % de carga) hasta los  $88^{\circ}\text{C}$  (100 % de carga, punto nominal).  $\tau_E = 32,6$  min,  $\tau_G = 32,3$  min.



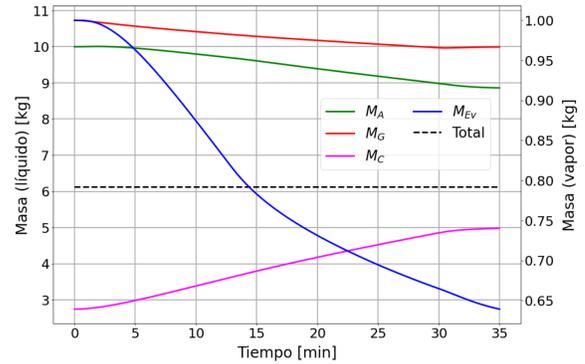
(a) Flujos de calor.



(b) Flujos máxicos internos.



(c) Temperaturas internas.



(d) Masas acumuladas.

Figura D.3: Simulación del modelo básico desde el 50 % al 100 % de carga en  $Q_e$ , mediante la variable de control  $T_{11}$  en perfil de rampa de 900 segundos.

# Anexo E

## Aproximación por un modelo lineal de primer orden

El comportamiento dinámico del modelo básico de máquina de absorción, expuesto en la sección 5.1, es notablemente similar al de un sistema lineal de primer orden. En particular, en el estado estacionario se tiene que las 4 tasas de calor principales  $Q_e$ ,  $Q_g$ ,  $Q_a$  y  $Q_c$  (variables de salida), son aproximadamente proporcionales a las temperaturas externas  $T_{11}$ ,  $T_{13}$  y  $T_{17}$  (variables de entrada). Esto es demostrado teóricamente por el método de la ecuación característica [12], y para  $Q_e$  y  $Q_g$  esto queda evidenciado en la Figura 4.5.

El comportamiento dinámico entre una temperatura externa como variable de entrada y  $Q_e$  o  $Q_g$  como variable de salida, es aproximado por el modelo lineal simple:

$$\frac{dy}{dt} + ay = b(x - x_{ref}) \quad (\text{E.1})$$

donde  $x(t)$  e  $y(t)$  corresponden a la variable de entrada y salida, respectivamente. La constante  $x_{ref}$  considera el posible comportamiento afín según la escala de medida de  $x(t)$ . Las constantes  $a$  y  $b$  son positivas para asegurar la estabilidad del sistema, ya que de esta forma, ante un aumento en  $x$ , la variable  $y$  tenderá a aumentar menos mientras más alta ya se encuentre, y lo mismo con disminuciones en  $x$ . Luego, el comportamiento estacionario del sistema, o equivalentemente, su evolución “ideal” (ver sección 5.3), corresponde a:

$$y_{ideal} = \frac{b}{a}(x - x_{ref}) \quad (\text{E.2})$$

A continuación, supóngase una variación en rampa lineal de duración  $t_r$  en la variable de entrada  $x(t)$ , es decir:

$$x(t) = \begin{cases} x_0 + (x_f - x_0)\frac{t}{t_r} & , t < t_r \\ x_f & , t \geq t_r \end{cases} \quad (\text{E.3})$$

donde  $x_0$  y  $x_f$  son los valores inicial y final. Además, asúmase la condición inicial de estado estacionario, con lo que  $y_0 = (b/a)(x_0 - x_{ref})$ . Con esto, resolviendo la ecuación (E.1), se

obtiene que la respuesta de la variable de salida  $y(t)$  ante una variación de rampa es:

$$y(t) = \left(\frac{b}{a}\right) \begin{cases} x_0 + (x_f - x_0) \frac{t}{t_r} - \frac{x_f - x_0}{at_r} (1 - e^{-at}) - x_{ref} & , t < t_r \\ x_f - \frac{x_f - x_0}{at_r} (e^{at_r} - 1) e^{-at} - x_{ref} & , t \geq t_r \end{cases} \quad (\text{E.4})$$

Tomando el límite  $t_r \rightarrow 0$ , se obtiene la respuesta a una variación de escalón:

$$y(t) = \left(\frac{b}{a}\right) [x_f - (x_f - x_0)e^{-at} - x_{ref}] \quad (\text{E.5})$$

El tiempo de respuesta se obtiene sustituyendo (E.4) (con  $t \geq t_r$ ) en la definición (5.1):

$$\tau = \frac{1}{a} \ln \left( \frac{1}{0.01} \frac{x_f - x_0}{x_f - x_{ref}} \frac{e^{at_r} - 1}{at_r} \right) = \frac{1}{a} \ln \left( \frac{1}{0.01} \frac{y_f - y_0}{y_f} \frac{e^{at_r} - 1}{at_r} \right) \quad (\text{E.6})$$

Las *pérdidas transientes*, definidas por la ecuación (5.4), se calculan integrando la diferencia entre las ecuaciones (E.2) y (E.4), obteniéndose que para toda variación de rampa, incluida la de escalón, son iguales a:

$$\Delta Q = \int_0^\infty [y_{ideal} - y(t)] = \left(\frac{b}{a^2}\right) (x_f - x_0) = \frac{1}{a} (y_f - y_0) \quad (\text{E.7})$$

Se observa de esta ecuación que las pérdidas transientes asociadas a una variación de rampa, son independientes de la duración de la rampa  $t_r$ , y son proporcionales a su magnitud  $x_f - x_0$ . Por tanto, quedan fundamentados los resultados de la sección 5.3, cumpliéndose de forma exacta para un modelo lineal de primer orden con entrada y salida proporcionales.

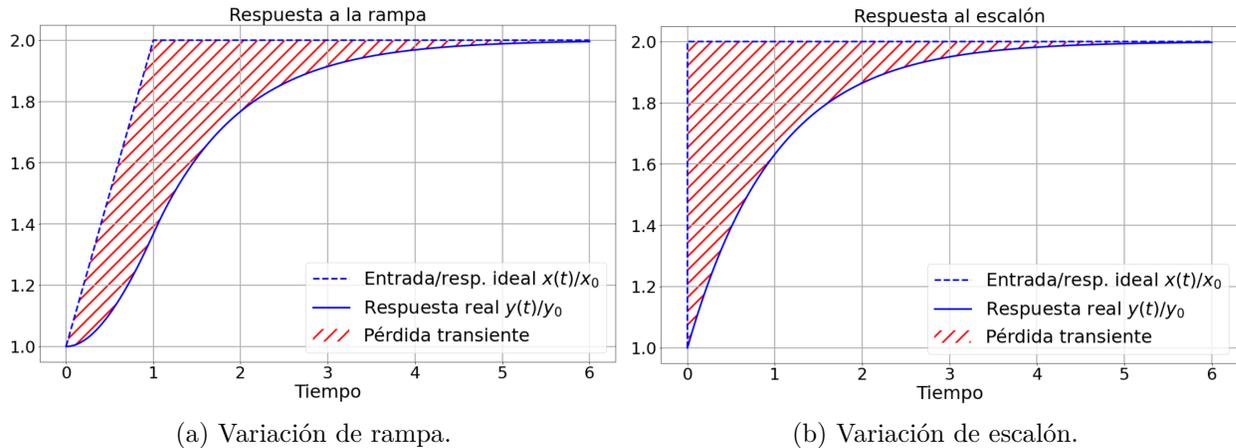


Figura E.1: Pérdidas transientes del modelo lineal simple, con  $a = b = 1$ ,  $x_{ref} = 0$ .