

ZERODESOL

El proyecto ZERODESOL está financiado por el Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación 2021-2023 – Proyectos de Generación de Conocimiento 2022 (PID2022-139571OB-I00)



Estudio preliminar de un sistema alimentado con energía solar térmica para procesamiento de salmuera de desalación con descarga nula de líquido (*Zero Liquid Discharge, ZLD*)

Autor

Sandro Hernández Rodríguez

Grado en Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

Tutor

Agustín M. Delgado Torres

Mayo 2024





Índice general

| | |
|--|----|
| Nomenclatura..... | 5 |
| Lista de Figuras..... | 9 |
| Lista de tablas | 11 |
| 1 Resumen | 12 |
| 2 Abstract..... | 14 |
| 3 Alcances del estudio..... | 16 |
| 4 Antecedentes | 18 |
| 4.1 Desalación con descarga nula de líquido (Zero Liquid Discharge, ZLD)..... | 18 |
| 4.1.1 Esquema básico de los procesos de desalación | 18 |
| 4.1.2 Consumos específicos y eficiencia energética | 20 |
| 4.2 El problema de la gestión de las salmueras de rechazo de las plantas desaladoras | 23 |
| 4.2.1 Métodos para el tratamiento de los vertidos | 24 |
| 4.3 Ventajas de incorporar un sistema ZLD..... | 25 |
| 4.4 Desventajas de los ZLD..... | 26 |
| 4.5 El proyecto SOLMIDIFF | 28 |
| 4.6 Proyecto ZERODESOL..... | 32 |
| 5 Descripción técnica del captador solar lineal Fresnel | 40 |
| 6 Modelo de cálculo de producción del captador Fresnel | 43 |
| 6.1 Modelo matemático..... | 45 |
| 7 Validación del modelo de producción..... | 49 |
| 7.1 Validación del modelo | 50 |
| 8 Caracterización de la producción del captador Fresnel..... | 53 |
| 8.1 Condiciones de operación | 53 |
| 8.2 Caracterización en función de la presión de entrada | 53 |



| | |
|---|-----|
| 8.3 Caracterización en función de la temperatura de entrada..... | 55 |
| 8.4 Caracterización del caudal para un punto de funcionamiento..... | 60 |
| 8.5 Implementación de aire húmedo y pérdidas de carga..... | 64 |
| 8.5.1 Aspectos previos..... | 64 |
| 8.5.2 Implementación del aire húmedo..... | 65 |
| 8.5.3 Incorporación de las pérdidas de carga en los cálculos..... | 67 |
| 9 Conclusiones de la parte solar..... | 71 |
| 10 Proceso de evaporación para concentración de la salmuera y precipitación de sales..... | 72 |
| 10.1 Proceso de concentración de la salmuera y precipitación de sales..... | 72 |
| 10.2 Requisitos de una cámara de evaporación óptima..... | 75 |
| 10.3 Modelado de la cámara de evaporación..... | 76 |
| 10.3.1 Modelos de Lage y Campos..... | 77 |
| 10.3.2 Modelado como saturador..... | 79 |
| 10.3.3 Método del balance de energía volumétrico de un BCE (<i>Bubble Column Evaporator</i>)..... | 81 |
| 10.3.4 Modelo simplificado de Lage y Campos..... | 82 |
| 10.4 Selección del modelo de cálculo..... | 84 |
| 10.5 Resultados para la cámara de evaporación con el modelo finalmente seleccionado..... | 88 |
| 11 Caracterización del sistema completo..... | 97 |
| 12 Aprovechamiento/provecho/utilización del vapor generado/¿precalentamiento de la salmuera?..... | 102 |
| 12.1 Posibles aplicaciones para el vapor generado..... | 102 |
| 12.2 Precalentamiento de la salmuera..... | 102 |
| 12.2.1 Intercambiador de calor en el tanque de reserva..... | 103 |
| 12.2.2 Uso de bomba de calor..... | 104 |



| | |
|---|-----|
| 12.3 Condensado del aire para aumentar la producción de agua de consumo | 105 |
| 13 Posibilidad de aplicar un ciclo cerrado..... | 106 |
| 13.1 Ventajas de incorporar un ciclo cerrado | 107 |
| 13.2 Desventajas de incorporar un ciclo cerrado | 108 |
| 14 Posibles mejoras/modificaciones a futuro..... | 110 |
| 14.1 Aumentar la producción de calor | 110 |
| 14.2 Mejoras en cuanto al método de cálculo | 112 |
| 14.3 Eliminación del consumo de combustible fósil | 114 |
| 15 Conclusiones, recomendaciones y futuros trabajos..... | 115 |
| 16 Conclusions, recommendations and future work | 118 |
| 17 Referencias | 121 |
| 18 Enlaces de interés..... | 123 |



Nomenclatura

| | |
|------------|---|
| A_m | Área de captación del módulo |
| A_{tot} | Área de captación solar útil |
| C_p | Capacidad calorífica a presión constante |
| c_u | Coefficientes para el cálculo del coeficiente global de pérdidas térmicas |
| D | Diámetro |
| $D_{g,ex}$ | Diámetro externo del tubo de cristal |
| E | Eficiencia |
| e_t | Espesor de pared del tubo |
| e_g | Espesor del tubo de cristal |
| F' | Factor de eficiencia del Fresnel |
| F_R | Factor de calor perdido |
| f | Coefficiente de fricción |
| G_{bn} | Irradiancia |
| H_m | Altura del tubo receptor |
| H | Entalpía específica |
| h_r | Humedad relativa |
| h_a | Conductividad térmica del aire |
| k_a | Conductividad del aire |
| L^* | Longitud característica del tubo |
| L_m | Longitud útil del módulo |



| | |
|-----------------|---|
| L_t | Longitud útil unitaria de tubo |
| L_j | Longitud de junta de tubo |
| L_r | Longitud total del tubo receptor |
| \dot{m} | Caudal masico |
| n_m | Espejos por módulo |
| n_t | Número de tubos |
| p | Perímetro |
| P | Presión |
| Pr | Número de Prandtl |
| Q | Calor absorbido por el fluido |
| q | Flujo de calor |
| Re_d | Número de Reynolds |
| S | Salinidad de la salmuera |
| T | Temperatura |
| U_L | Coefficiente global de pérdidas |
| W_a | Ancho de apertura del Fresnel |
| W_m | Ancho de espejo |
| W | Potencia de accionamiento o consumo del compresor |
| μ | Viscosidad cinemática |
| η_{op} | Rendimiento óptico del captador Fresnel |
| ε_j | Emisividad de la junta |



λ Calor latente de vaporización

Subíndices

amb Ambiente

a Aire

ex Exterior

exp Experimental

b Salmuera (Brine)

c Compresor

g Cristal

gas Fluido en estado gaseoso

in Entrada

int Interior

l Fluido en estado líquido

m espejo

s Ideal

Sat Condiciones de saturación

teo Teórico

ou Salida

u Útil

v Vapor generado



Acrónimos

- DTT Diferencia Terminal de Temperaturas
- LFC *Linear Fresnel collector* (Colector linear Fresnel)
- OI Ósmosis inversa
- SmGT *Solar Micro gas turbine-driven* (Microturbina de gas solar)
- TST *True solar time* (Hora solar verdadera)
- ZLD *Zero liquid discharge* (cero descarga líquida)



Lista de Figuras

| | |
|---|-----------|
| Figura 1: Esquema básico del proceso de desalación..... | 18 |
| Figura 2: Diagrama con datos de desalación por ósmosis inversa Roberto Félix Vizcay Rodríguez (2018)..... | 22 |
| Figura 3: Esquema general del proyecto SOLMIDEFF González-Almenara et al. (2024)..... | 28 |
| <i>Figura 4: esquema simplificado del proyecto SOLMIDEFF.....</i> | <i>29</i> |
| <i>Figura 5: Detalle difusor empleado en SOLMIDEFF.....</i> | <i>30</i> |
| Figura 6: Cámara de evaporación en SOLMIDEFF..... | 30 |
| Figura 7: Detalle de los deflectores en la cámara de evaporación de SOLMIDEFF..... | 31 |
| Figura 8: Montaje experimental del ZLD implementado en SOLMIDEFF..... | 32 |
| Figura 9: Esquema de funcionamiento de un LFC por Famiglietti..... | 33 |
| <i>Figura 10: Esquema de configuración experimental por Famiglietti y Lecuona.....</i> | <i>34</i> |
| Figura 11: Esquema básico de la instalación..... | 38 |
| Figura 12: detalle básico de la cámara de evaporación..... | 39 |
| Figura 13: LFC implementado en la universidad Carlos III acorde a Famiglietti..... | 40 |
| <i>Figura 14: Resultados experimentales Famiglietti y Lecuona (2021).....</i> | <i>44</i> |
| <i>Figura 15: Detalle de los resultados experimentales del primer LFC Famiglietti y Lecuona (2021).....</i> | <i>45</i> |
| Figura 16: Caracterización del modelo en función de la presión de entrada..... | 57 |
| Figura 17: Caracterización del modelo en función de la temperatura de entrada..... | 57 |
| Figura 18: Evolución de temperaturas en función del caudal..... | 59 |
| Figura 19: Caracterización del modelo en función del caudal con una presión de entrada de 1 bar..... | 63 |
| Figura 20: Caracterización del modelo en función del caudal con una presión de entrada de 1,4 bar..... | 63 |
| Figura 21: Resultados temperatura y humedad relativa aire húmedo a 1,40 bar..... | 66 |
| Figura 22: Temperatura y humedad relativa de salida del Fresnel en función del caudal..... | 69 |
| Figura 23: Temperatura de salida del Fresnel y consumo del compresor en función del caudal..... | 69 |
| Figura 24: Comportamiento esperado de la salmuera en la cámara de evaporación..... | 73 |



| | |
|--|-----|
| Figura 25: Evolución de la temperatura de la salmuera y la producción de vapor | 74 |
| Figura 26: Diagrama de funcionamiento de la cámara de evaporación propuesta por Lage y Campos..... | 77 |
| Figura 27. Esquema de partida del proceso de cristalización a partir de una columna de burbujeo analizado por Al-Harabsheh. | 79 |
| Figura 28: Resultados modelado cámara de evaporación como saturador..... | 86 |
| Figura 29: Temperatura de equilibrio de la salmuera en función de la temperatura del aire de entrada para diferentes valores impuestos de la humedad relativa a la salida de la cámara. | 90 |
| Figura 30: cociente entre caudal de vapor generado y aire caliente en función de la humedad relativa | 91 |
| Figura 31: Evolución del caudal con la temperatura de la salmuera | 94 |
| Figura 32: producción de vapor en función de la temperatura de entrada para varios caudales de aire..... | 95 |
| Figura 33: Esquema básico de la instalación..... | 97 |
| Figura 34: Caracterización de la temperatura de los fluidos en la cámara de evaporación..... | 99 |
| Figura 35: Caracterización de la producción de vapor para el sistema completo..... | 100 |
| Figura 36: Posible diseño de precalentamiento de salmuera..... | 103 |
| Figura 37: Posible configuración para implementar bomba de calor acorde a Al-Harabsheh (2010) | 104 |
| Figura 38: Posible configuración para condensar el vapor generado | 105 |
| Figura 39: Posible configuración para operar en ciclo cerrado..... | 106 |
| Figura 40: Gráfico cualitativo para el comportamiento transitorio del Fresnel | 113 |



Lista de tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1: parámetros geométricos modulo LFC acorde a Famiglietti y Lecuona..... | 42 |
| Tabla 2: parámetros geométricos del tubo receptor acorde a Famiglietti y Lecuona | 42 |
| Tabla 3: Coeficientes de la correlación de pérdidas térmicas globales..... | 49 |
| Tabla 4: Parámetros conocidos para la simulación..... | 50 |
| Tabla 5: validación del modelo estudiado | 51 |
| Tabla 6: Condiciones de operación generales para la caracterización..... | 54 |
| Tabla 7: Caracterización del modelo en función de la presión de entrada | 54 |
| Tabla 8: Caracterización del modelo en función de la temperatura de entrada..... | 56 |
| Tabla 9: condiciones de operación en función de la relación de compresión..... | 60 |
| Tabla 10: Resultados caracterización caudal a 1 bar | 61 |
| Tabla 11: Resultados caracterización caudal a 1,4 bar | 61 |
| Tabla 12: Resultados caracterización caudal a 1,8 bar | 62 |
| Tabla 13: Resultados caudal aire húmedo a 1,40 bar..... | 66 |
| Tabla 14: condiciones de operación para 1,40 bar en la cámara de evaporación | 68 |
| Tabla 15: Resultados aire húmedo para 1,48 bar en el Fresnel..... | 68 |
| Tabla 16: Caracterización de la producción del Fresnel..... | 71 |
| Tabla 17: Condiciones de operación en la cámara de evaporación para el modelado como saturador..... | 85 |
| Tabla 18: Resultados modelado cámara de evaporación como saturador..... | 85 |
| Tabla 19: Parámetros para la caracterización de la cámara | 88 |
| Tabla 20: Resultados caracterización temperatura de la salmuera | 89 |
| Tabla 21: Relación entre vapor producido y aire de evaporación | 92 |
| Tabla 22: Caracterización producción de vapor..... | 93 |
| Tabla 23: Resultados caracterización global | 99 |



1 Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se ha avanzado en el conocimiento necesario para el desarrollo de los sistemas de desalación con descarga nula de líquido. Este término, en inglés conocido por su acrónimo ZLD (*Zero Liquid Discharge*), hace referencia a la eliminación del flujo líquido de rechazo de salmuera que existe en cualquier proceso de desalación. Para ello, se hace necesario separar las sales disueltas en dicha salmuera y obtenerlas como precipitado sólido mientras. En este trabajo se plantea la concentración de la salmuera de rechazo mediante el burbujeo en el seno de esta provocado por aire caliente que, a su paso por el líquido, absorbe vapor de agua. A los dispositivos en los que se realiza este proceso se les puede clasificar como evaporadores de contacto directo (*direct contact evaporator*, DCE) o columnas de evaporación por burbujeo (*bubble column evaporator*, BCE). Además, se plantea que el aire caliente necesario sea producido con un captador solar térmico de concentración, concretamente un captador Fresnel modelo SOLATOM FL20. Mediante un modelo propuesto en la bibliografía se ha caracterizado el captador al objeto de conocer los rangos de caudales y temperaturas del aire que sería capaz de producir encontrándose, respectivamente, valores entre 1,8 y 2,8 Kg/min y entre 332 y 327 °C. Para ello se ha supuesto también la presencia de un compresor de aire, previo al captador, que ofrece entre 1 y 2 bares de presión.

En cuanto al proceso para el precipitado de sales mediante burbujeo, se ha estudiado dicho proceso estimándose el caudal de vapor que se podría extraer de la salmuera con un modelo derivado de la bibliografía especializada, tras la valoración crítica de cuatro procedimientos diferentes, todos ellos identificados también en la literatura específica. Como resultado se ha observado que es posible la producción desde 0,0611 kg/min hasta 0,0989 Kg/min de vapor, por cada kilogramo minuto de aire caliente que se inyecta a la cámara, para temperaturas de este comprendidas entre 200°C y 300°C e imponiendo humedades relativas a la salida del 90%. Lo anterior se ha determinado para una eficiencia de la cámara fijada a 0,9.



Una vez se han llevado a cabo la caracterización individual del Fresnel y la cámara de evaporación, hay que unir los equipos y comprobar cómo trabajan solidariamente, en particular para un punto de funcionamiento fijando la presión de trabajo en la cámara a 1,4 bares y variando el caudal desde los 3,5 hasta los 13,5 Kg/min, obteniendo una temperatura máxima de aire de 315,5°C y una mínima de 137,0°C. En cuanto a volumen de salmuera, esta varía su temperatura desde los 52°C hasta 36°C y con una producción mínima de vapor de 0,314 Kg/min y un máximo de 0,515 Kg/min para las condiciones del aire dadas.

Como conclusiones adicionales del estudio realizado, debe considerarse la necesidad de medidas experimentales de propiedades termofísicas de la salmuera de rechazo para niveles de salinidad muy altos, superiores a los 120 g/kg y también valorar la caracterización a partir de la salinidad de saturación. Además, debe implementarse un modelo de producción de la cámara de evaporación en régimen transitorio como herramienta necesaria para el dimensionado del sistema ZLD solar dada la propia variabilidad de las condiciones del aire caliente producido por el captador solar.



2 Abstract

This Final Degree Project has advanced the knowledge necessary for the development of desalination systems with zero liquid discharge. This term, known by its acronym ZLD (Zero Liquid Discharge), refers to the elimination of the liquid flow of brine rejection that exists in any desalination process. For this purpose, it is necessary to separate the salts dissolved in the brine and obtain them as a solid precipitate while. In this work, the concentration of the reject brine is proposed by means of bubbling in the brine caused by hot air which, as it passes through the liquid, absorbs water vapor. The devices in which this process is carried out can be classified as direct contact evaporators (DCE) or bubble column evaporators (BCE). In addition, it is proposed that the necessary hot air be produced with a concentrated solar thermal collector, specifically a Fresnel collector model SOLATOM FL20. Using a model proposed in the literature, the collector has been characterized in order to know the ranges of air flow rates and temperatures that it would be able to produce, with values between 1.8 and 2.8 kg/min and between 332 and 327 °C, respectively. For this purpose, it has also been assumed the presence of an air compressor, upstream of the collector, which offers between 1 and 2 bars of pressure.

As for the process for precipitating salts by bubbling, this process has been studied by estimating the flow of steam that could be extracted from the brine with a model derived from the specialized literature, after the critical evaluation of four different procedures, all of them also identified in the specific literature. As a result, it has been observed that it is possible to produce from 0.0611 kg/min to 0.0989 kg/min of steam for each kilogram minute of hot air injected into the chamber, for temperatures of between 200°C and 300°C and imposing relative humidities at the outlet of 90%. The above has been determined for a chamber efficiency set at 0.9.

Once the individual characterization of the Fresnel and the evaporation chamber has been carried out, it is necessary to join the equipment and check how they work together, in particular for an operating point by setting the working pressure in the chamber at 1.4 bar and varying the flow rate from 3.5 to 13.5 Kg/min,



obtaining a maximum air temperature of 315.5°C and a minimum of 137.0°C. In terms of brine volume, the brine temperature varies from 52°C to 36°C and with a minimum steam production of 0.314 Kg/min and a maximum of 0.515 Kg/min for the given air conditions.

As additional conclusions of the study, it should be considered the need for experimental measurements of thermophysical properties of the rejection brine for very high salinity levels, above 120 g/kg, and to evaluate the characterization from the saturation salinity. In addition, a transient evaporation chamber production model should be implemented as a necessary tool for the sizing of the solar ZLD system given the variability of the hot air conditions produced by the solar collector.



3 Alcances del estudio

En esta sección se van a fijar los límites del estudio por varios motivos que serán expuestos a continuación para poder justificar todas las decisiones tomadas, empezando por comentar qué se va a estudiar concretamente y qué no.

El principal objetivo de este estudio es caracterizar el proceso integrado de concentración de salmuera de desalación para el precipitado de sales de esta. Para ello es necesario estimar una producción de vapor en una cámara de burbujeo alimentada con aire calentado solarmente. Por tanto, no habrá cálculos en los que se refleje la eficiencia o rendimiento de una instalación concreta pues solo se quiere analizar el comportamiento del sistema, los posibles puntos de operación y estimar la producción de vapor.

También se dejarán de lado todos los cálculos que impliquen la utilización de un transitorio debido a la complejidad matemática. Por lo tanto, no es posible ofrecer un dato de producción diaria de vapor y de sales precipitadas, solamente ofrecer un diseño preliminar en base a la posible operación estacionaria del sistema que sirva de base para futuras modificaciones o estudios en régimen transitorio. El análisis transitorio es el que permitiría tener un modelo lo suficientemente desarrollado teóricamente se pueda llevar a la práctica para comprobar que todo lo validado teóricamente es funcional.

También se debe tener en cuenta la gran complejidad de muchos de los cálculos que se deberían realizar y que están totalmente fuera del nivel académico acorde con un Trabajo de Fin de Grado. Por ejemplo, muchos de los métodos matemáticos de cálculo que se deberían haber aplicado han sido descartados por implementar ecuaciones diferenciales de gran complejidad cuya resolución completa y adaptación a este estudio hubiese supuesto semanas de trabajo, optando por usar métodos simplificados para realizar los cálculos. Un factor que también es limitante al ser un estudio en una fase tan prematura es que no se dispone de un montaje experimental para poder validar todas las conclusiones que serán obtenidas en este documento, provocando que los resultados no sean cien por cien fiables.



Otra de las cuestiones a tener en cuenta son las posibilidades de implementar almacenamiento térmico o de aire comprimido ya que se salen del objetivo principal del estudio ya definido, además de ser mejoras que se incluirían en estudios posteriores, una vez lo propuesto en este documento haya evolucionado hasta un punto en el que sea muy eficiente la instalación y se quiera ir más allá para poder evaporar salmuera aun cuando no se disponga de energía solar y no tener que recurrir a los combustibles fósiles u otro tipo de tratamiento para el rechazo.



4 Antecedentes

4.1 Desalación con descarga nula de líquido (Zero Liquid Discharge, ZLD)

4.1.1 Esquema básico de los procesos de desalación

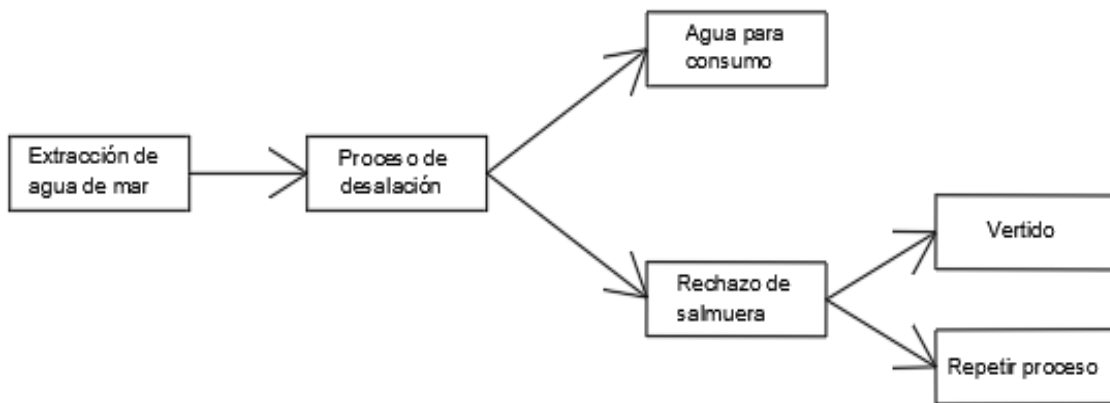


Figura 1: Esquema básico del proceso de desalación.

La desalación es un proceso de ingeniería que implica la eliminación de sales y otros minerales disueltos del agua, convirtiéndola en agua potable o apta para diversos usos industriales y agrícolas. Este proceso es fundamentalmente necesario en regiones donde la escasez de agua es un problema significativo. La desalación se lleva a cabo mediante una variedad de tecnologías que incluyen métodos térmicos, así como métodos de membrana. El proceso de desalación juega un papel fundamental en la seguridad hídrica y la mitigación de la escasez de agua en muchas partes del mundo. Permite aprovechar fuentes de agua alternativas, como el agua de mar o aguas subterráneas salinas, para satisfacer las demandas crecientes de agua potable, para usos industriales y agrícolas.

Sin embargo, es importante tener en cuenta que la desalación también presenta desafíos y consideraciones como el alto consumo energético en algunos métodos, que pueden generar grandes problemas de emisiones si no son alimentados con energías renovables, la generación de residuos salinos concentrados y los posibles impactos ambientales en los ecosistemas marinos debido a la extracción de agua de mar y la eliminación de los residuos concentrados.



En resumen, la desalación es un proceso esencial para abordar la escasez de agua y garantizar un suministro de agua seguro y sostenible en muchas partes del mundo, pero requiere un enfoque integral que considere tanto los beneficios como los posibles impactos ambientales y sociales.

A continuación se mostrarán más detalladamente en qué consisten los dos métodos de desalación anteriormente mencionados, comenzando por hablar de los procesos de destilación y evaporación múltiple dentro de la familia de procesos térmicos, y del proceso de ósmosis inversa para los métodos por membrana, por ser este último el dominante en el mercado actual.

En el proceso de destilación, el agua salada se calienta hasta su punto de ebullición, convirtiéndola en vapor de agua. Este vapor es luego recogido y condensado en agua dulce. Las sales y otros minerales permanecen en la solución original, separándose del agua pura. Este método requiere una gran cantidad de energía para calentar el agua y mantener el proceso de destilación.

En cuanto a la evaporación múltiple, este método implica evaporar repetidamente el agua salada y recoger el vapor generado en cada ciclo de evaporación. Con cada ciclo, la concentración de sal en el líquido restante aumenta, lo que eventualmente produce agua dulce. Este proceso es más eficiente energéticamente que la destilación simple, ya que aprovecha el calor residual del vapor para evaporar el agua salada en ciclos sucesivos.

Finalmente, la ósmosis inversa (OI) es un proceso de separación que utiliza membranas semipermeables para eliminar las sales y otros contaminantes disueltos del agua salada, convirtiéndola en agua dulce potable. En este proceso, el agua salada se fuerza a pasar a elevada presión a través de una membrana semipermeable, mientras que las sales y otros contaminantes son retenidos por la membrana, permitiendo que solo el agua pura pase al otro lado. La ósmosis inversa es altamente eficiente energéticamente, ya que no requiere altas temperaturas como en los procesos térmicos de desalación. Además, este método ofrece una alta tasa de recuperación de agua dulce, es decir, tiene una alta conversión.



La OI se ha convertido en el método preferido para la desalación a gran escala, especialmente en regiones donde el agua dulce es escasa o costosa de obtener. Sin embargo, es importante tener en cuenta que el proceso de ósmosis inversa requiere un mantenimiento regular de las membranas y un control cuidadoso de la calidad del agua de alimentación para garantizar su eficacia y prolongar la vida útil de los equipos.

En comparación con los procesos térmicos, los procesos de membrana, especialmente la ósmosis inversa, son más eficientes energéticamente y tienen un menor impacto ambiental. Además, la ósmosis inversa puede producir agua dulce de alta calidad a partir de fuentes de agua salada, como el agua de mar o agua salobre, lo que la hace ideal para su uso en regiones donde el agua dulce es escasa o costosa de obtener.

4.1.2 Consumos específicos y eficiencia energética

En el contexto del proceso de desalinización, es crucial evaluar los consumos energéticos específicos de los métodos utilizados, así como los costos relacionados con el flujo de rechazo y su conversión. Entre los métodos comunes de desalinización, la ósmosis inversa (OI) y la destilación térmica son especialmente relevantes.

La eficiencia energética no puede incrementarse sin límite, puesto que termodinámicamente hay un coste energético mínimo real que no se puede reducir. Éste depende de las características fisicoquímicas del agua a desalar, del porcentaje de recuperación del proceso y de la salinidad. Así, de forma idealizada, el mínimo consumo energético necesario para una planta que admite agua de mar con una salinidad de 35 g/L y con una conversión del 45% se sitúa actualmente en 1,97 kWh/m³ acorde a Condorcherm Enviro Solutions (2024).



Con la mejor tecnología actualmente disponible, el consumo mínimo industrial está en 2,51-2,74 kWh/m³ en función de si se utilizan turbinas Pelton o cámaras isobáricas –más eficientes– para la recuperación de la presión. A tenor de estos valores, se observa que los márgenes disponibles para reducir los consumos energéticos son ya muy reducidos.

Actualmente, se pueden construir plantas desaladoras con un consumo energético en la fase de ósmosis de 2 kWh/m³, con un índice de recuperación del 45%. Un factor importante para mantener controlado el consumo energético en la desalación se centra en impedir el ensuciamiento de las membranas (*fouling*), el cual centra los objetivos de numerosas líneas de investigación. El *fouling* afecta directamente al rendimiento energético, a la vida útil de las membranas y a la ratio de producción de agua.

El flujo de rechazo, es decir, el agua salada o concentrada que se genera como subproducto durante el proceso de desalinización, conlleva costos adicionales para su tratamiento y disposición. La conversión de este flujo de rechazo puede variar según factores como la ubicación geográfica, la disponibilidad de recursos y las regulaciones ambientales locales. Es importante considerar estos costos en el análisis económico de los proyectos de desalinización, ya que pueden tener un impacto significativo en su viabilidad a largo plazo.

En resumen, evaluar los consumos energéticos específicos, los costos asociados con el flujo de rechazo y su conversión es esencial para comprender la eficiencia y la sostenibilidad de los procesos de desalinización, lo que contribuye a desarrollar soluciones más efectivas para abordar la escasez de agua en regiones afectadas.

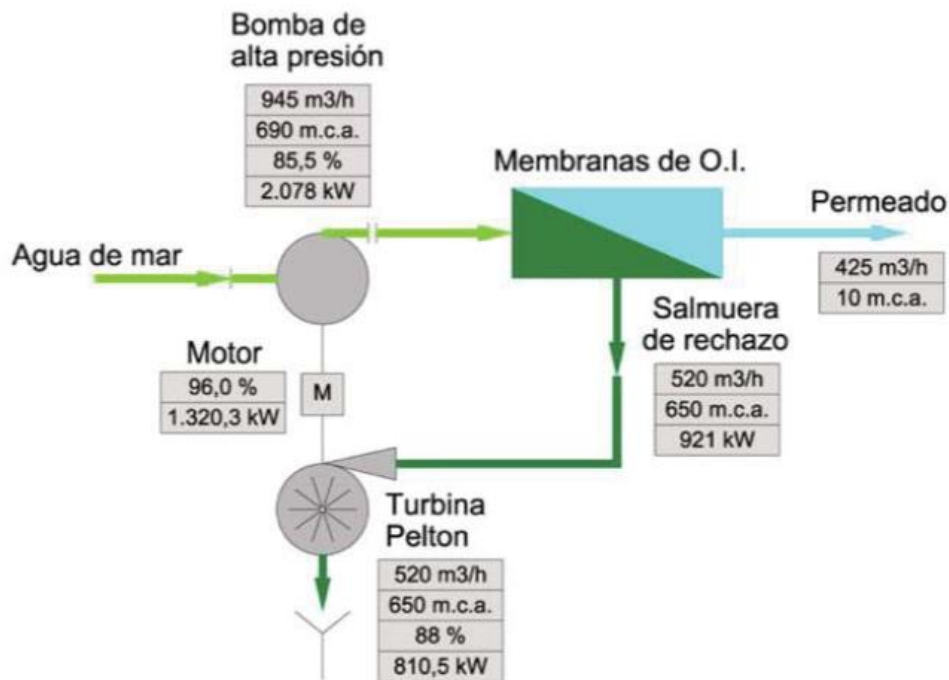


Figura 2: Diagrama con datos de desalación por ósmosis inversa Roberto Félix Vizcay Rodríguez (2018)

Como se aprecia en la Figura 2 , en concreto para las plantas de ósmosis inversa, se produce una mayor cantidad de salmuera que de agua de consumo, y esto es debido a que tienen una eficiencia que varía entre 0,35 y 0,5 en función de los equipos y condiciones de funcionamiento, en este caso particular, la planta supuesta en la Figura 2 cuenta con un 45% de conversión, lo que supone que por cada 100 L que se extraigan del mar, con una salinidad aproximada de 35 gramos por litro, aunque esto va a depender de la ubicación de la planta desaladora, 55 L serán rechazo que hay que tratar por su alta salinidad, ente 50 y 70 gramos por litro, siempre dependiendo de la planta, y 45 L serán agua de consumo. Estos datos sirven para recalcar la relevancia del estudio, debido a la gran cantidad de salmuera que se genera y que debe ser tratada dada su alta salinidad, que es casi el doble de la que existe en el medio marino en la mayoría de los casos.



4.2 El problema de la gestión de las salmueras de rechazo de las plantas desaladoras

La idea de realizar este estudio viene motivada por la problemática medioambiental en relación con el rechazo de salmuera que existe en cualquier proceso de desalación de agua. El manejo de las salmueras de rechazo producidas por las plantas desaladoras presenta un desafío significativo en términos de gestión ambiental. Estas salmueras son altamente concentradas en sales y otros contaminantes, lo que puede causar varios problemas ambientales. Por un lado, la descarga directa de salmueras concentradas en cuerpos de agua marinos puede provocar la acumulación de sales y nutrientes, perturbando el equilibrio químico y biológico del agua y afectando negativamente a la vida marina, incluyendo arrecifes de coral, pastos marinos y poblaciones de peces.

Además, la filtración de estas salmueras al suelo y las aguas subterráneas puede resultar en la contaminación de los recursos hídricos subterráneos y la degradación de los ecosistemas terrestres circundantes. La alteración de los ciclos naturales del agua debido a la descarga de salmueras puede tener consecuencias imprevistas en la disponibilidad de agua dulce para uso humano y agrícola, además de afectar a la flora y fauna marina. Finalmente, la deposición de sales y otros materiales en el fondo marino como resultado de la descarga puede conducir a la formación de sedimentos y depósitos, alterando los hábitats marinos y dificultando actividades humanas como la navegación y la pesca. Estos problemas subrayan la urgencia de implementar medidas efectivas de tratamiento y disposición de las salmueras para minimizar su impacto en el medio ambiente y garantizar la sostenibilidad de las operaciones de desalación a largo plazo.

En resumen, la gestión inadecuada de las salmueras de rechazo de las plantas desaladoras puede tener serias implicaciones ambientales, incluyendo la contaminación de los ecosistemas marinos y terrestres, la alteración de los ciclos naturales del agua y la generación de sedimentos y depósitos. Por lo tanto, es crucial implementar medidas efectivas de tratamiento y disposición de las salmueras para minimizar su impacto en el medio ambiente.



Los sistemas ZLD son altamente efectivos en la eliminación de residuos líquidos, pero presentan un alto consumo energético. Este elevado requerimiento energético se debe a los procesos intensivos necesarios para concentrar y cristalizar las sales y otros sólidos disueltos en el agua residual. Técnicas como la evaporación térmica y la cristalización, fundamentales en ZLD, demandan grandes cantidades de energía para alcanzar los niveles de concentración deseados, lo que incrementa significativamente los costos operativos y la huella de carbono del proceso.

4.2.1 Métodos para el tratamiento de los vertidos

Existen varios métodos para el tratamiento y control de la salmuera o rechazo generado por las plantas desaladoras entre los que se encuentran.

- Vertido controlado en el mar. Es ampliamente utilizado debido a su relativa simplicidad, costo, efectividad y disponibilidad de cuerpos de agua marinos como destino para la descarga. Este método implica la descarga cuidadosamente controlada de la salmuera, generalmente en áreas designadas y monitoreadas para minimizar el impacto ambiental. Se pueden utilizar difusores submarinos para dispersar la salmuera y diluirla en el agua circundante, reduciendo así su concentración y mitigando su impacto en los ecosistemas marinos.
- Evaporación solar. En este método la salmuera se transporta a estanques de evaporación al aire libre, donde se deja evaporar naturalmente debido a la exposición al sol y al viento. Con el tiempo, el agua se evapora y las sales se concentran, formando cristales sólidos que pueden ser recolectados y eliminados de manera segura. Este enfoque es particularmente adecuado en áreas con climas cálidos y secos.
- Cristalización térmica. Es similar a la evaporación solar pero este método implica el calentamiento controlado de la salmuera para inducir la evaporación y la cristalización de las sales disueltas. El agua evaporada se condensa y se recoge como agua dulce, mientras que los cristales sólidos de sales se separan y eliminan. La cristalización térmica puede ser más eficiente energéticamente que la evaporación solar en ciertos casos.



- Tratamiento avanzado mediante procesos de membrana. Algunas plantas desaladoras utilizan tecnologías avanzadas de membrana, como la electrodiálisis o la cristalización por membrana, para tratar y concentrar la salmuera. Estos métodos permiten la recuperación de agua dulce adicional y la reducción del volumen de la salmuera restante, lo que facilita su disposición final.
- Reutilización y aprovechamiento de subproductos. La salmuera puede ser tratada y utilizada para fines beneficiosos, como suministro agrícola en zonas costeras o la producción de sal o productos químicos a partir de las sales concentradas. Esta opción puede ayudar a minimizar la cantidad de salmuera que requiere disposición final y aprovechar los recursos presentes en la salmuera.

La elección del método de tratamiento y disposición de la salmuera depende de varios factores, incluyendo la ubicación geográfica, la disponibilidad de recursos, las regulaciones ambientales locales y las consideraciones económicas. Es importante evaluar cuidadosamente cada opción para garantizar un manejo adecuado y sostenible de la salmuera generada por las plantas desaladoras.

4.3 Ventajas de incorporar un sistema ZLD

Incorporar un sistema de ZLD a una planta de desalación de agua de mar presenta varias ventajas significativas. En primer lugar, el ZLD permite reducir o eliminar por completo la descarga de efluentes líquidos al medio ambiente, lo que contribuye a prevenir la contaminación y proteger los ecosistemas marinos. Además, al cumplir con regulaciones ambientales más estrictas, especialmente en áreas sensibles o con regulaciones rigurosas, las plantas de desalación pueden garantizar un cumplimiento normativo adecuado.



Otra ventaja importante es la optimización del uso del agua, ya que el reciclaje y reutilización de los efluentes tratados reduce la necesidad de agua dulce para fines de lavado o usos auxiliares en la planta. Esto no solo mejora la eficiencia en el uso del agua, sino que también contribuye a conservar los recursos hídricos locales. Además, los sistemas ZLD permiten la recuperación y reutilización de productos químicos, sales y otros recursos presentes en los efluentes tratados, lo que puede reducir los costos operativos y disminuir la dependencia de recursos externos.

Por otro lado, los sistemas ZLD pueden reducir significativamente los costos asociados con el tratamiento y la disposición de efluentes, incluidos los costos de transporte y la necesidad de infraestructura de eliminación de residuos.

En resumen, la incorporación de un sistema ZLD a una planta de desalación de agua de mar proporciona una serie de beneficios, desde la protección ambiental hasta la optimización de recursos de la planta.

El aprovechamiento del condensado de sales representa una estrategia innovadora y sostenible en el tratamiento de aguas residuales industriales. Este enfoque implica la recuperación y valorización de las sales disueltas en el agua residual, reduciendo así la cantidad de residuos sólidos generados y minimizando el impacto ambiental asociado con la eliminación de estos desechos. El condensado de sales puede ser sometido a procesos de separación y concentración, permitiendo la recuperación de sales valiosas para su reutilización en procesos industriales o su conversión en productos útiles. Esta práctica no solo promueve la eficiencia en el uso de recursos, sino que también contribuye a la mitigación de la contaminación y al fomento de prácticas más sostenibles en la gestión de aguas residuales industriales.

4.4 Desventajas de los ZLD

Aunque el método ZLD ofrece numerosas ventajas en términos de gestión ambiental y cumplimiento normativo, también presenta desventajas significativas, particularmente en lo que respecta al consumo energético. La implementación de sistemas ZLD a menudo requiere una cantidad considerable de energía para operar las tecnologías avanzadas de tratamiento, como la evaporación y la cristalización,



utilizadas para separar y concentrar los sólidos disueltos en la salmuera. Este alto consumo energético puede resultar en costos operativos elevados y una huella ambiental considerable, especialmente si la energía utilizada proviene de fuentes no renovables.

Como resultado, existe una creciente necesidad de desarrollar nuevos procesos o adaptar los existentes para que sus necesidades energéticas puedan ser cubiertas de manera más sostenible, preferentemente con energía renovable, como la solar. La integración de tecnologías de energía renovable, como la energía solar fotovoltaica o la energía solar térmica, en los sistemas ZLD podría reducir significativamente su impacto ambiental al tiempo que disminuye los costos operativos a largo plazo. Esto no solo ayudaría a abordar las preocupaciones ambientales asociadas con el consumo de energía en los sistemas ZLD, sino que también contribuiría a la transición hacia un modelo de desarrollo más sostenible y respetuoso con el medio ambiente en el sector de la desalación.

En conclusión, si bien los sistemas ZLD ofrecen una solución efectiva para el tratamiento y gestión de la salmuera generada por las plantas desaladoras, su alto consumo energético plantea desafíos significativos en términos de sostenibilidad. Por lo tanto, es crucial explorar y promover el desarrollo de nuevas tecnologías y enfoques que permitan cubrir las necesidades energéticas de los sistemas ZLD con energía renovable, como la solar, para avanzar hacia una gestión más eficiente y ambientalmente responsable de los efluentes líquidos industriales.



4.5 El proyecto SOLMIDEFF

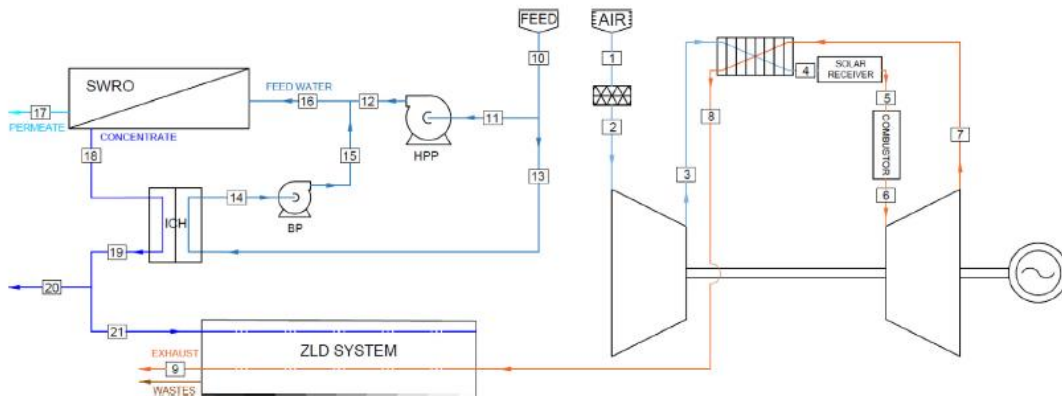


Figura 3: Esquema general del proyecto SOLMIDEFF González-Almenara et al. (2024)

El proyecto SOLMIDEFF tuvo como objetivo desarrollar conceptualmente y demostrar experimentalmente una tecnología innovadora a pequeña escala para la producción de agua en lugares remotos y fuera de la red gracias a su integración en un generador de energía de microturbina solar. En este escenario, SOLMIDEFF “SOLar Micro gas turbine-driven Desalination for Environmental off-grid applications”, se une a grupos de investigadores expertos en generación de energía y desalinización para proponer la integración de una microturbina solar y un sistema de desalinización de fondo compuesto por un sistema de ósmosis inversa y una unidad de cero descarga líquida (ZLD) impulsada por el calor residual de los gases de escape de la microturbina, los cuales incorporan profundas innovaciones con respecto a la tecnología actual.

En la Figura 4 se muestra un esquema muy básico en el cual se basa la idea desarrollada en el proyecto SOLMIDEFF. En este caso se usó una microturbina de gas solar (SmGT) de la cual se aprovechan los gases de escape para llevar a cabo un sistema ZLD, de sus siglas en inglés “zero liquid discharge” aplicado a un proceso de desalación de aguas por ósmosis inversa (OI), es decir, se van a utilizar los gases de escape de la SmGT, los cuales llevan una temperatura superior a los 300° C, para evaporar la salmuera procedente del proceso de OI y obtener por un lado un condensado de sales y por otro vapor de agua procedente de realizar la inyección de los gases de escapes a través de un difusor.



Este proceso se realiza utilizando una cámara de evaporación a modo de intercambiador de calor de contacto directo entre los gases de escape y la salmuera procedente de la planta de ósmosis inversa.

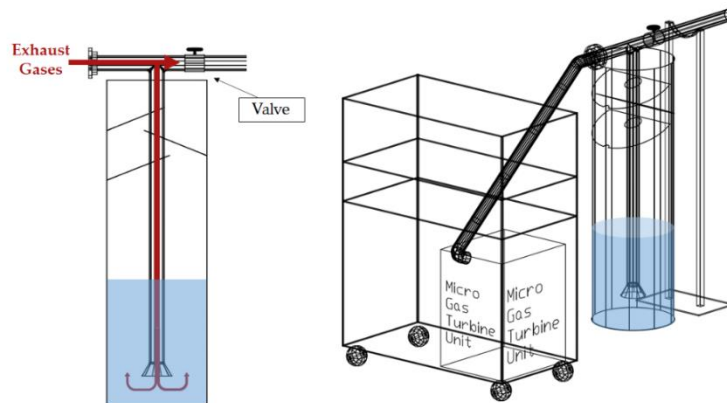


Figura 4: esquema simplificado del proyecto SOLMIDIFF

A partir de esta figura, se deben ver los diferentes equipos que se usan con algo más de detalle, ya que serán los mismos empleados en el estudio de García-Rodríguez (2023). Descartamos hablar sobre la microturbina de gas solar, ya que será el único equipo que no se va a usar en el nuevo estudio. Lo siguiente que aparece en la Figura 5 es la tubería de circulación de los gases de escape, la cual se ha fabricado a partir de tubos de acero de dos pulgadas, que han sido cortados y soldados a medida para conseguir la geometría deseada junto con la válvula de bypass para regular el caudal de gases.

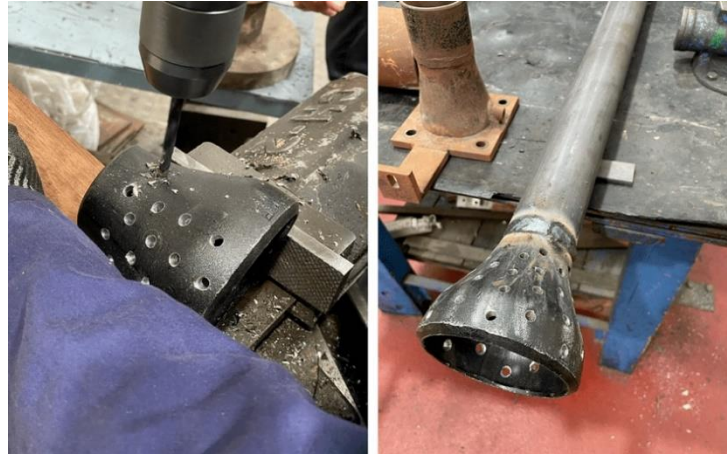


Figura 5: Detalle difusor empleado en SOLMIDEFF

En cuanto a la cámara de evaporación, se trata de un dispositivo cilíndrico hecho con una placa de acero, la cual se dobló hasta conseguir un diámetro de 400 mm y se soldó la unión longitudinal para hacer que fuese estanca. Como se ve a la izquierda de la Figura 5, en un principio la cámara tenía ambos extremos abiertos, por ello a uno de los extremos se le soldó una placa circular e 410 mm de diámetro, como se ve en la derecha de la Figura 5, con el fin poder ponerla en posición vertical y poder llenarla de líquido.



Figura 6: Cámara de evaporación en SOLMIDEFF



En la Figura 5 se muestra el difusor que se decidió usar en el proyecto SOLMIDEFF con una forma que recuerda a los monomandos de una ducha, lo que genera un gran debate sobre si esta era la mejor geometría a adoptar por el difusor para favorecer el burbujeo, ya que en otros estudios se habla de utilizar difusores planos o esféricos. Otro de los aspectos claves, que no se aprecia en la Figura 4, es una serie de deflectores que están dentro del tanque y que se encuentran soldado a la tubería de alimentación de gases de escape.

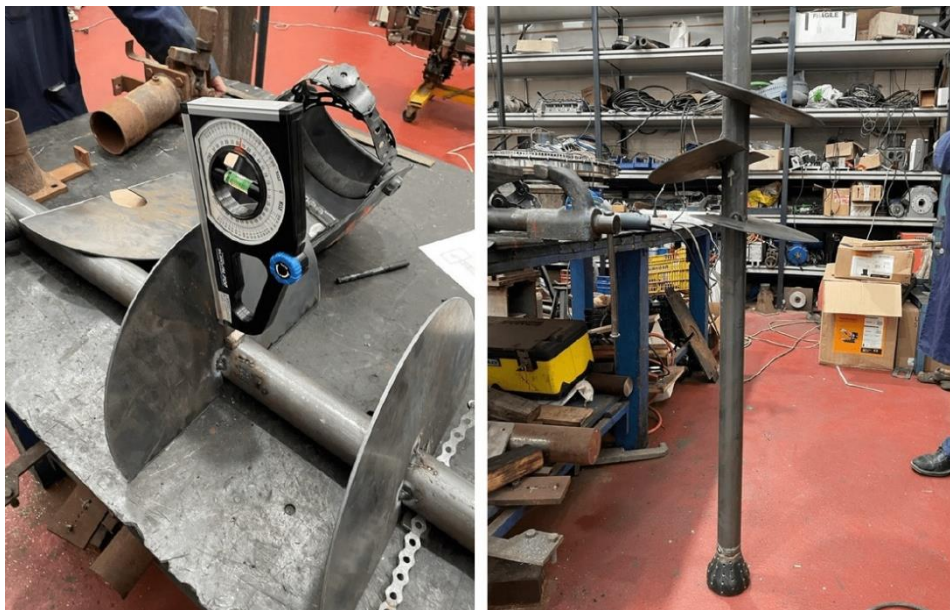


Figura 7: Detalle de los deflectores en la cámara de evaporación de SOLMIDEFF

En esta última Figura 7 se puede ver como se llevó a cabo la construcción de estos deflectores y como quedaron soldados al tubo de alimentación, formando unos 12° con la horizontal para no obstruir el paso del vapor hacia el exterior de la cámara a la vez que evitar burbujeos de salmuera demasiado agresivos y posibles fugas. Una vez terminaron la construcción de todos los componentes, pasaron a montarlos todos según el esquema de la Figura 3 y Figura 4, para llevar a cabo una simulación y comprobar que todos los parámetros calculados se cumplieran y realmente es posible implementar esta solución en la industria.

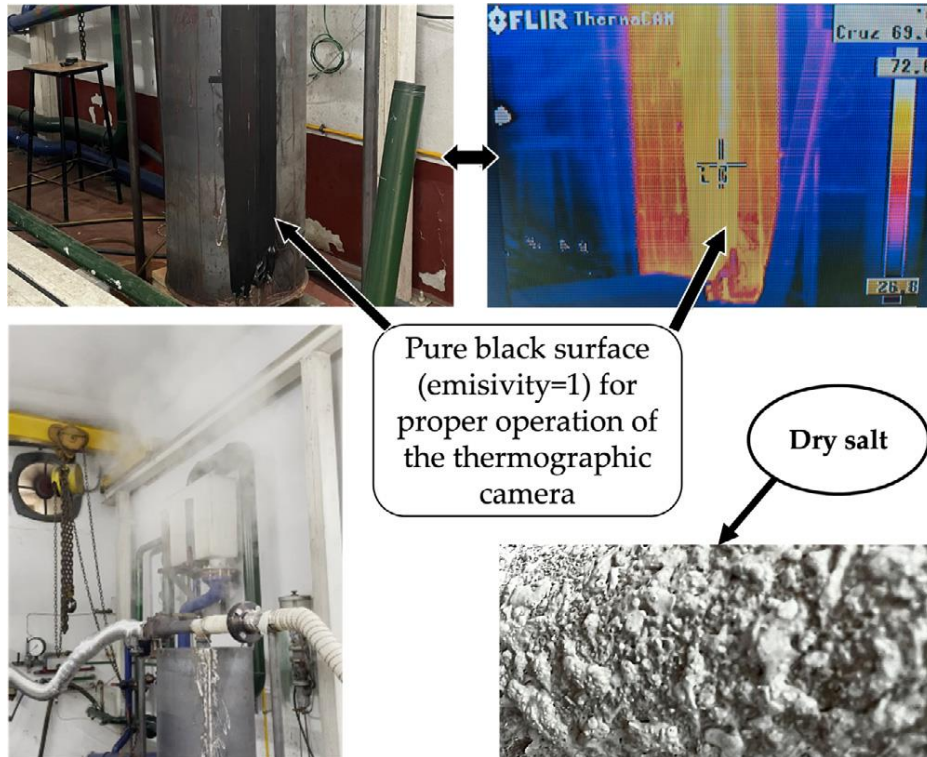


Figura 8: Montaje experimental del ZLD implementado en SOLMIDEFF

En primera instancia, los resultados obtenidos por el equipo de SOLMIDEFF en las pruebas fueron satisfactorios consiguiendo evaporar, y obteniendo un precipitado de sales en la zona inferior de las paredes de la cámara de evaporación.

4.6 Proyecto ZERODESOL

El presente estudio se desarrolla dentro del marco del proyecto denominado ZERODESOL por García-Rodríguez (2023), "*Development of a novel technology for ZERO-liquid discharge DESalination and water reuse with zero-carbon emissions driven by advanced concentrated SOLar power*". Este se podría considerar que es una continuación del estudio desarrollado en el proyecto SOLMIDEFF. El principal objetivo es común entre ambos estudios, a diferencia de la implementación de las energías renovables para producir el calor necesario para poder llevar a cabo un sistema ZLD. Para ello, se decide usar un captador solar, en lugar la microturbina solar.



De esta manera, se sustituyen los gases de escape por aire, eliminando la contaminación y de paso abriendo la posibilidad de aprovechar el caudal de vapor generado para otras aplicaciones, o al menos abriendo la posibilidad a condensar dicho vapor eliminando la posible existencia de partículas contaminantes en el agua, lo que supone un aprovechamiento directo de la misma. Ambos proyectos nacen en la Universidad de Sevilla, y en este caso, el montaje experimental será igual al ya presentado en la Figura 3 y Figura 4, pero sustituyendo el módulo de la microturbina solar de gas por un captador solar. Para poder implementar correctamente un captador solar, se ha recurrido a la tesis desarrollada por Famiglietti (2021), donde se lleva a cabo un estudio en el cual se calienta aire mediante captadores solares para diferentes fines industriales, en concreto estudian dos tipos de captadores solares, asistidos mediante un turbocompresor.

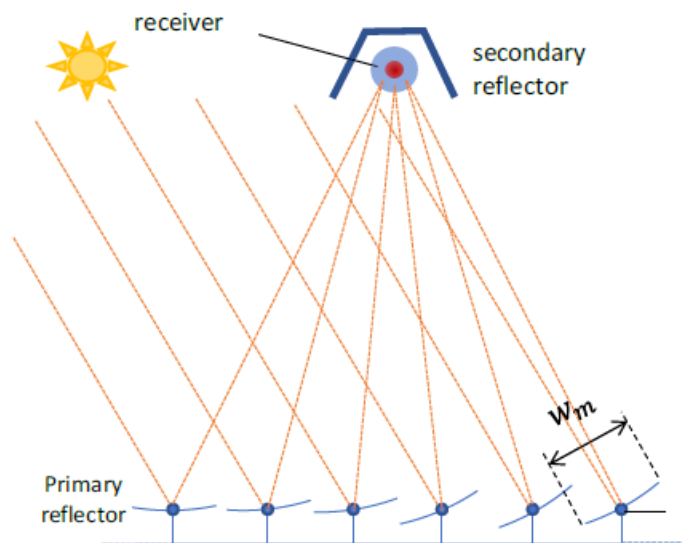


Figura 9: Esquema de funcionamiento de un LFC por Famiglietti



Se ha optado por usar un captador solar tipo Fresnel, al cual a partir de ahora haremos referencia a él como “LFC”, de sus siglas en inglés (*Linear Fresnel Collector*) o simplemente como “Fresnel”. En la Figura 9 se muestra un esquema muy básico del funcionamiento de un LFC, en el cual hay una serie de espejos en la base orientados en una posición concreta en función de la trayectoria solar. Cada espejo refleja la radiación solar directa a un receptor secundario, también formado por espejos. El tubo por el que circula el aire está rodeado por un tubo transparente de vidrio, en el cual se genera vacío para anular en la mayor medida de lo posible las pérdidas por convección al ambiente desde el tubo absorbedor, que es el que se busca calentar.

Para que el aire pueda circular por el tubo y poder ser utilizado en diversos procesos industriales como la evaporación de salmuera, en el estudio desarrollado por Famiglietti y Lecuona (2021), se implementa un turbo compresor de automoción que impone una presión a la entrada de 1,4 bar de presión y se aprovecha la energía del aire a la salida de los tres LFC en el cuerpo de turbina para alimentar el compresor como se muestra en la siguiente imagen. Para el caso particular que se va a estudiar más adelante, se sustituye el turbocompresor de automoción por un compresor simple, ya que no interesa imponer la turbina para recuperar energía.

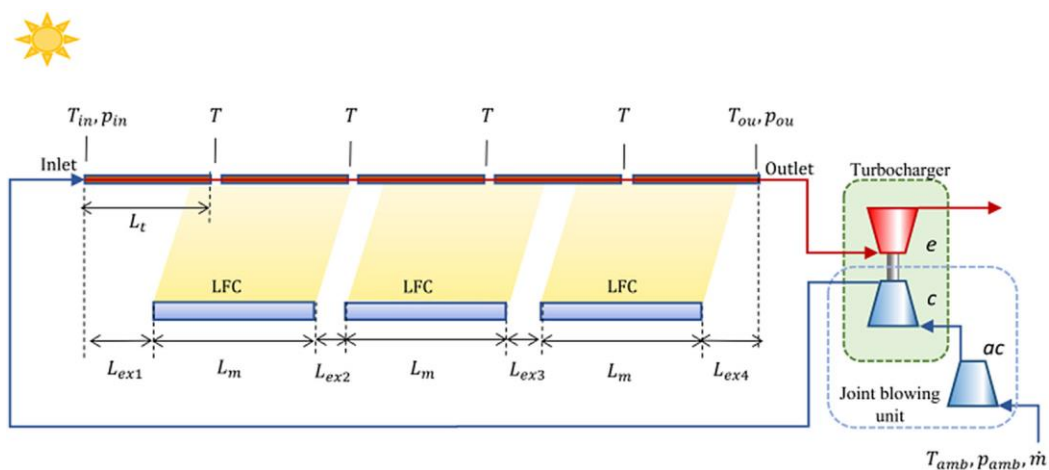


Figura 10: Esquema de configuración experimental por Famiglietti y Lecuona



Antes del turbo compresor, hay otro elemento representado con el símbolo de compresor. Se trata de una soplante que impulsa el aire sin apenas modificar la presión hacia el cuerpo de compresión. De esta forma, el aire puede pasar por los tres Fresnel para calentarse y posteriormente expandirse en el cuerpo de turbina hasta que el conjunto sea autosuficiente. Con esta aplicación se logran temperaturas superiores a los 300°C a la salida del tercer LFC, lo que abre un gran abanico de procesos industriales a los cuales se podría aplicar esta tecnología.

Como se observa, el principal consumo auxiliar está en la pequeña soplante a la entrada ya que se alimenta mediante un motor eléctrico. Si se implementase un sistema fotovoltaico o cualquier fuente de producción de energía renovable para alimentarlo, se trataría de un equipo cero emisiones, ya que todo funcionaría gracias a las energías renovables.

Como se mencionó previamente, una parte del objetivo es evaporar una salmuera, y es aquí donde se centra la segunda parte de este proyecto. Para llevar a cabo este proceso se opta por implementar una cámara de evaporación, que se va a estudiar como un intercambiador de calor de contacto directo, en la cual hay varios aspectos a tener en cuenta como la geometría, cómo se realice el burbujeo, la forma del difusor, la salinidad y la temperatura de la salmuera, junto con la presión, temperatura y caudal que se obtengan del Fresnel, son algunos de los parámetros más importantes que afectarán al proceso de evaporación.

Para poder conseguir este efecto solamente hará falta tener aire seco o lo más bajo posible en cuanto a humedad relativa se refiere a la entrada a la cámara de evaporación, con una presión y temperatura suficiente para poder crear una burbuja cuando el aire se inyecte en la cámara.

A continuación, se describen de manera muy breve todos los equipos auxiliares que se necesitaran para poder llevar a cabo este proceso. A parte del captador solar Fresnel y la cámara de evaporación solo necesitamos añadir un compresor antes del Fresnel que ayude a impulsar el aire para vencer todas las pérdidas de carga que nos encontremos y lograr la suficiente presión a la entrada de la cámara de evaporación para que se pueda crear la burbuja. También sería interesante estudiar el uso de un deshumidificador justo antes de la entrada al Fresnel, con el



objetivo de mejorar el rendimiento de la cámara de evaporación, ya que de esta manera se lograría trabajar siempre con aire seco, teniendo así la máxima capacidad disponible en el aire de absorber vapor de agua hasta llegar a la saturación.

Sin embargo, debe tenerse presente el posible aumento del consumo de compresión y la posible penalización sobre la eficiencia del conjunto, ya que el deshumidificador supondrá pérdidas de carga adicionales a compensar por el compresor, provocando una necesidad de aumento de presión para mantener la presión objetivo en la cámara de evaporación.

En cuanto al proceso que se lleva a cabo en la cámara, se abren dos posibilidades que opere como un evaporador de contacto directo, la de operar en régimen continuo, es decir con una entrada continua de salmuera manteniendo constante el volumen de líquido en la cámara, o la opción de operar en estacionario o *semi batch* mode, con el cual se llena al cámara de evaporación de salmuera y se empieza a evaporar esta hasta que se seca todo el líquido y se obtiene el condensado de sales. Cuando se alcanza esta condición se recoge el condensado de sales y se rellena de salmuera la cámara de evaporación para comenzar a evaporar de nuevo. Este último ha sido el método de trabajo seleccionado para la cámara.

Conforme a lo anterior, también se debe contar con un depósito de almacenamiento de salmuera para poder rellenar la cámara de evaporación una vez esta se vacíe y poder trabajar así con la configuración de *semi batch*. Para poder lograr esto, en la tubería de rechazo de salmuera se debe incluir una válvula de bypass para que se pueda desviar un caudal de salmuera al depósito de reserva, el cual a su vez estará conectado a través de una tubería con una válvula de compuerta a la cámara de evaporación.

Con vistas a aprovechar el estado térmico del aire a la salida de la cámara de evaporación, se podrían plantear varias soluciones, pero la principal sería utilizar un intercambiador de calor para precalentar la salmuera que se encuentra en el depósito de espera en el tanque de reserva, donde lo interesante sería someter al aire a un proceso de condensado, para así extraer todo ese vapor de agua del aire



a la par que se condensa. De esta manera se elimina el riesgo de que pueda condensar al enfriarse en los tubos del intercambiador de calor empleado para precalentar la salmuera. Así se logra aumentar la producción de agua desalada gracias al condensado y el aire una vez enfriado se puede devolver a la atmósfera.

En cuanto a la parte solar, principalmente se comentarán las diferencias entre el modelo experimental desarrollado por Famiglietti y el modelo que se va a desarrollar a continuación, además de algunas características claves para el desarrollo de las ecuaciones que veremos más adelante. Muchas de las diferencias en los resultados obtenidos proceden de que este estudio se basará en datos teóricos, mientras que se realizó un montaje experimental según Haga clic o pulse aquí para escribir texto. y las conclusiones que el obtiene son en referencia a esto, por lo que para poder validar el modelo matemático implementado usaremos los datos experimentales, pero para llevar a cabo este estudio se realizarán los cálculos con los datos teóricos, ya que en primera instancia no se cuenta con un montaje experimental para validar los datos teóricos.

En referencia a lo que sería el montaje experimental, ya se ha mencionado que solo vamos a contar con un Fresnel y no existirá un turbocompresor derivado del sector automovilístico, pero sí con un compresor alimentado eléctricamente, siendo este el único consumo no renovable existente.

Para poder entender mejor todo lo explicado hasta este punto la Figura 11 se muestra un esquema básico de la instalación donde se implementa un compresor conectado al tubo receptor del captador solar Fresnel como segundo elemento, indicado como LFC.

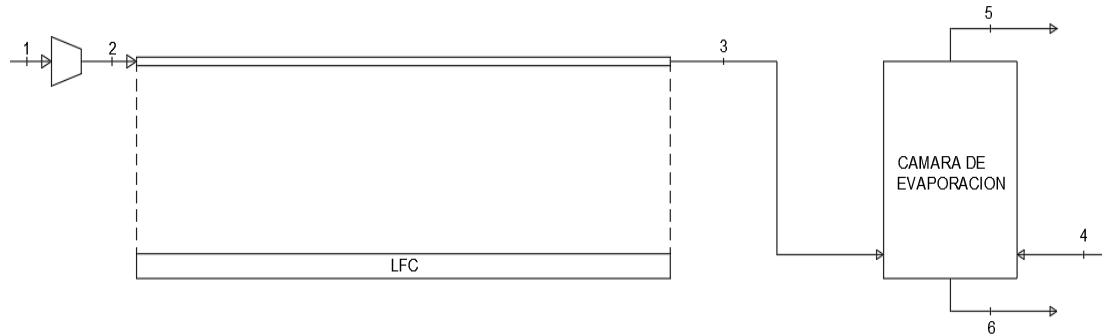


Figura 11: Esquema básico de la instalación

A través de este se introduce aire comprimido, llevándolo del estado 1 (condiciones ambientales), al estado 2 (condiciones de entrada al Fresnel) y posteriormente al estado 3 (condiciones de evaporación) en el cual ya se ha calentado y se encuentra en estado óptimo para evaporar la salmuera.

En cuanto a la cámara de evaporación, intervienen 4 flujos, el aire de evaporación indicado como estado 3, la salmuera a evaporar sería el estado 4, que se indica tanto en la tubería de alimentación como dentro de la cámara de evaporación, la mezcla de vapor de salmuera con el aire de evaporación está indicado como estado 5 y el condensado que se logra obtener es el estado 6. A continuación se muestra un detalle de la cámara de evaporación en la que veremos mejor el funcionamiento y como se va a realizar el burbujeo, además de los estados mencionados.

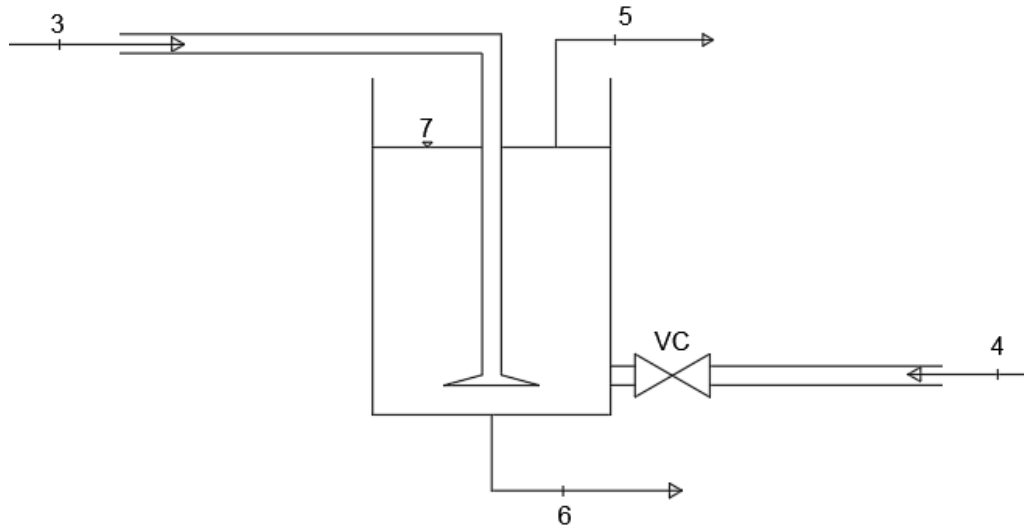


Figura 12: detalle básico de la cámara de evaporación

Al igual que en la Figura 11 y la explicación posterior, la numeración de los fluidos no ha cambiado, 3 sigue siendo el aire de evaporación y 4 la entrada de salmuera, solo que ahora aparece un nuevo estado, el 7, haciendo referencia a la masa de salmuera a evaporar, aunque realmente tenga las mismas condiciones que el estado 4. Esta diferenciación se debe a que la masa de salmuera se tratará de manera estacionaria, buscando evaporar el 100% de líquido para poder obtener el concentrado de sales residuales, es por ello por lo que existe una válvula de compuerta a la entrada de la cámara, para que una vez se haya alcanzado el nivel deseado, esta se cierre y se comience el proceso de evaporación hasta conseguir secar toda la sal, este método es conocido en inglés como “*semi batch mode*”.

Con este método es muy fácil medir la producción de vapor en función de las condiciones del aire, ya que conocemos el volumen y las condiciones de la salmuera, y también las del aire de evaporación. Por tanto, una vez se logre secar toda la sal, se podrá obtener la producción de vapor por kilo de aire introducido a la cámara, ya que conoceremos el tiempo necesario para evaporar toda la salmuera que sería lo único que faltaría para conocer la producción de vapor y estudiar la posibilidad de implementar un sistema continuo de evaporación, eliminando por tanto la configuración *semi batch*.

5 Descripción técnica del captador solar lineal Fresnel

En concreto, el modelo de Fresnel que se va a implementar es el FLT 20 de Solatom™ (*FLT 20 Linear Fresnel Solar Collector Pre-assembled solar solution for heat demand in SMEs, s. f.*) , el cual fue estudiado en una tesis doctoral por Famiglietti en el año 2021. En ese estudio se emplearon tres LFC conectados en serie conectados a un turbo compresor a la entrada del primero con el objetivo de conseguir calentar el aire a alta temperatura para diversos procedimientos industriales como se refleja en la Figura 10.



Figura 13: LFC implementado en la universidad Carlos III acorde a Famiglietti

Realizando un pequeño estudio sobre Famiglietti y Lecuona, se deduce que con un solo captador Fresnel sería suficiente para nuestros requerimientos, ya que no se exige una temperatura de salida muy elevada. Por tanto, se toma el modelo que ellos ya han validado en el que usan el mismo LFC que se quiere implementar en este proyecto, lo que supone una ventaja, ya que una vez se consiga validar el modelo matemático, el siguiente paso será realizar una caracterización de este para el caso de estudio en particular.



Como el principal objetivo es evaporar salmuera procedente de un proceso de ósmosis inversa en la cual el rechazo se realiza a una temperatura entre 20° y 30°, que son temperaturas habituales del agua de mar, y teniendo en cuenta la temperatura de ebullición de la salmuera, en principio con calentar el aire de evaporación entre 120° y 160° C sería suficiente, y conforme a lo propuesto por Famiglietti y Lecuona, más de 300°C a la salida del primer Fresnel se puede asegurar que con un solo LFC es más que suficiente. Esto junto con las diversas configuraciones de funcionamiento como usar una simple soplante hasta un compresor, la ubicación del Fresnel y el caudal de aire nos abre un gran abanico de posibilidades para lograr el objetivo final.

En cuanto al funcionamiento del Fresnel, primero se deben conocer todos sus componentes esenciales. Lo primero es la base formada por diversos espejos orientados en diferentes direcciones, cuya misión es reflejar la luz solar a un segundo receptor en la parte superior como vemos en la Figura 9, dentro de este receptor el cual tiene una forma parecida a una "U" invertida, encontramos dos tubos concéntricos, el interior es un material de alta conducción térmica, por el cual trasiega el fluido que se desea calentar, y el tubo exterior, es de cristal, con el objetivo de dejar pasar la mayor cantidad de luz posible y que la pared externa del tubo se caliente tanto por radiación como por convección. Para favorecer la convección y con ello aumentar la eficiencia del LFC, en el tubo de cristal se crea vacío. En este punto, en el cual ya se han dado varios datos acerca del Fresnel y se conoce su funcionamiento, falta lo más importante para más adelante poder validar el modelo y realizar la caracterización de este, y son las características técnicas y parámetros geométricos del LFC, reflejadas en las siguientes tablas.



Tabla 1: parámetros geométricos modulo LFC acorde a Famiglietti y Lecuona

| parámetros geométricos modulo LFC | | |
|--|-------------|-------|
| Longitud útil del módulo [m] | L_m | 5,28 |
| Ancho de apertura del Fresnel [m] | W_a | 5,00 |
| Altura del tubo receptor [m] | H_m | 2,72 |
| Área de captación del módulo [m^2] | A_m | 26,40 |
| Área de captación solar útil [m^2] | A_{tot} | 79,20 |
| Eficiencia óptica normal | η_{op} | 0,632 |
| Espejos por módulo | n_m | 10 |
| Ancho de espejo [m] | W_m | 0,50 |

Tabla 2: parámetros geométricos del tubo receptor acorde a Famiglietti y Lecuona

| parámetros geométricos del tubo receptor | | |
|--|-----------------|-------|
| Longitud útil unitaria de tubo [m] | L_t | 3,902 |
| Longitud de junta de tubos [m] | L_j | 0,115 |
| Número de tubos | n_t | 5 |
| Longitud total del tubo receptor [m] | L_r | 20,65 |
| Diámetro externo [m] | D_{ex} | 0,07 |
| Espesor de pared del tubo [m] | e_t | 0,002 |
| Diámetro externo del tubo de cristal [m] | $D_{g,ex}$ | 0,125 |
| Espesor del tubo de cristal [m] | e_g | 0,003 |
| Emisividad de la junta | ε_j | 0,38 |



6 Modelo de cálculo de producción del captador Fresnel

Para facilitar el estudio, se decidió optar por un modelo de captador solar lineal que ya estuviese resuelto y validado experimentalmente por Famiglietti y Lecuona. De esta forma se dispondría del respaldo experimental para adaptarlo a los requerimientos de este estudio. El captador seleccionado fue estudiado en la Universidad Carlos III de Madrid para calentar aire, el cual vamos a suponer que es seco para simplificar los cálculos, contando con la asistencia de un turbocompresor a través de tres LFC conectados en serie para aprovechar este aire caliente para diversos procesos.

Como en este TFG solamente se considera el uso de un único LFC, a diferencia de lo que se ve en la Figura 13 donde se muestran 2 captadores, y en principio con una soplante o compresor que en función de los requerimientos se impondrá el uso de uno u otro, para impulsar el aire hasta la cámara de evaporación. Para validar el modelo estudiado previamente se utiliza el lenguaje de programación Python en el entorno Visual Studio Code para programar todas las ecuaciones del modelo que se muestran más adelante. Los datos de simulación serán extraídos del artículo publicado por Famiglietti y Lecuona para validar que el código es correcto y a partir de ahí empezar a trabajar en función de los requerimientos del proyecto.

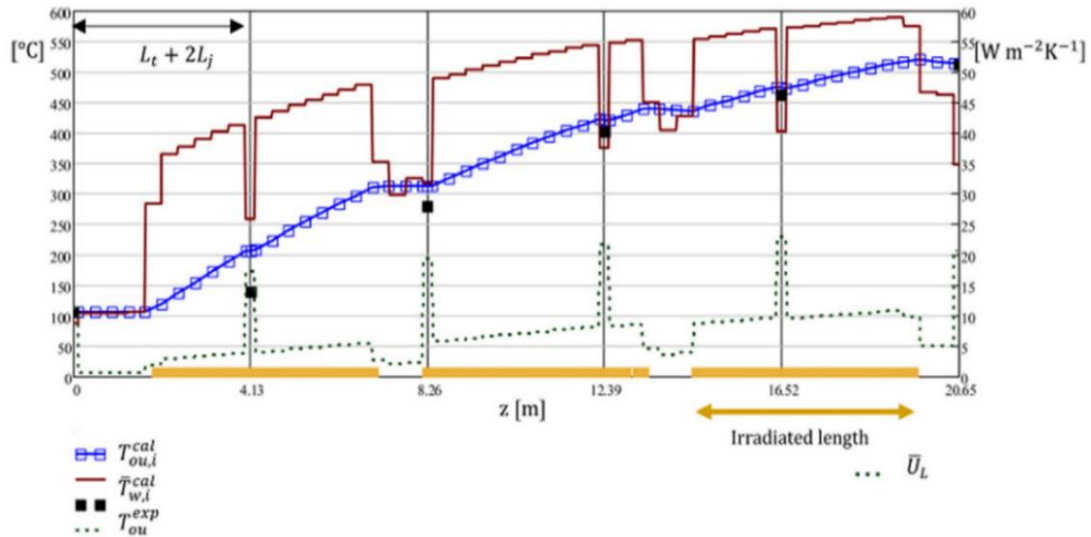


Figura 14: Resultados experimentales Famiglietti y Lecuona (2021)

Según la Figura 14, en la zona inferior se reflejan los tres captadores conectados en serie marcados con una línea gruesa en amarillo, justo encima aparece una línea de puntos negros la cual hace referencia a las pérdidas térmicas de la instalación, que sufre picos positivos debido a las uniones de los tubos que impiden la transferencia de calor al aire, y por tanto incrementando las pérdidas térmicas. La siguiente línea que aparece es la azul con marcadores cuadrados, la cual representa la temperatura del aire en todo momento y finalmente esta la línea roja, que representa la temperatura de pared del tubo, que sufre picos negativos en los puntos donde no hay captador y donde están las uniones de los tubos. Por tanto de esta figura se puede deducir la evolución del aire a su paso por los Fresnel y además como es la transferencia de calor.

Como solamente se trabajará con el primer captador, se puede hacer una simplificación de la gráfica y utilizar únicamente la zona relativa al primer LFC como se refleja en la siguiente figura.

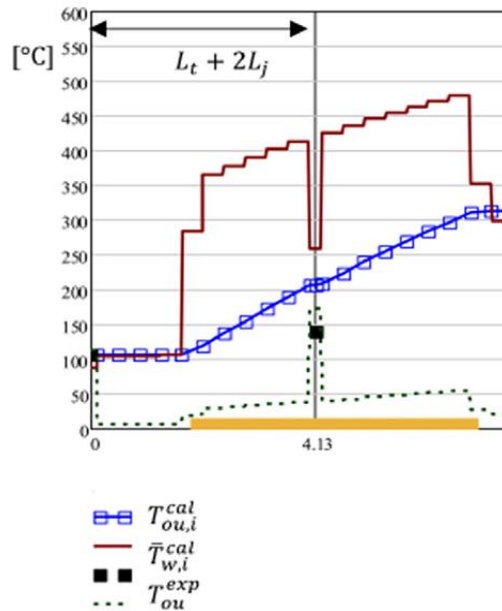


Figura 15: Detalle de los resultados experimentales del primer LFC Famiglietti y Lecuona (2021)

En la Figura 15 se puede ver como mediante la ayuda de un turbocompresor consiguen aumentar la temperatura del aire a la entrada del compresor hasta los 100°C aproximadamente y que salga ligeramente por encima de los 300°C, esto en el caso más favorable según las condiciones solares, por lo que ya se conoce cuál es el parámetro objetivo a validar, que es la temperatura de salida del aire en el primer captador, ya que el resto de los valores que intervienen son conocidos.

6.1 Modelo matemático

Se plantean a continuación las ecuaciones necesarias para validar el modelo estudiado y poder empezar a trabajar con las condiciones de operación concretas.

Para averiguar la temperatura a la que sale el aire del captador solar tipo Fresnel se realiza un balance de energía, en el cual se aplica la hipótesis de gas perfecto, resultando la siguiente ecuación:

$$Q_u = \dot{m} * (C_{p,ou,t} * T_{ou,t} - C_{p,in,t} * T_{in,t}) \quad Ec. 1$$



En un principio lo único conocido de esta ecuación son las condiciones de entrada, es decir, la temperatura “ T ” y el calor específico del aire , “ C_p ” a la entrada, indicados por el subíndice “ in ”, y el caudal másico de aire “ \dot{m} ” que trasiega por el Fresnel que será impuesto para obtener la temperatura de salida deseada. El resto de los parámetros desconocidos corresponden con la salida, indicados por el subíndice “ ou ”, los cuales se obtendrán aplicando las ecuaciones del modelo ya validado, para finalmente despejar la temperatura de salida de esta ecuación.

Para conocer la potencia calorífica absorbida por el fluido nuevamente se plantea un balance de energía obtenido según el modelo experimental.

$$Q_u = F_R * L * p_{ex} * [q_s - U_L * (T_{in} * T_{amb})] \quad Ec. 2$$

Con esta nueva ecuación aparecen una serie de nuevos términos como el factor de calor perdido “ F_R ”, la longitud característica del tubo captador, “ L ”, el perímetro exterior del tubo captador “ p_{ex} ”, estos dos últimos son datos geométricos del Fresnel y por tanto conocidos, además de la irradiancia total “ q_s ”, el coeficiente global de pérdidas térmicas “ U_L ” que son desconocidos y la temperatura ambiente que es un dato conocido, indicado con el subíndice “ amb ”. Todos estos nuevos parámetros van acompañados de sus respectivas fórmulas para poder conocerlos en función de los parámetros del modelo.

Siguiendo el orden de la ecuación 2, primero se va a calcular el factor de calor perdido “ F_R ” (Ec.3), siguiendo con la irradiancia total “ q_s ” (Ec.4), y finalmente con el coeficiente global de pérdidas térmicas “ U_L ” (Ec.5).

$$F_R = \frac{\dot{m} * C_p}{L * p_{ex} * U_L} * \left[1 - \exp\left(-\frac{L * F' * p_{ex} * U_L}{\dot{m} * C_p}\right) \right] \quad Ec. 3$$

$$q_s = \eta_{op} * G_{bn} * \frac{W_a}{p_{ex}} \quad Ec. 4$$

$$U_L\{T_w, T_{amb}\} = c_{u3} * (T_w - T_{amb})^3 + c_{u2} * (T_w - T_{amb})^2 + c_{u1} * (T_w - T_{amb}) + c_{u0} \quad Ec. 5$$



Nuevamente en estas tres últimas ecuaciones han aparecido una serie de parámetros desconocidos, entre ellos el factor de eficiencia del Fresnel “ F' ” en la Ecuación 3, , el cual se indica a continuación cómo se calcula mediante la ecuación 6. En la ecuación 4 aparece el rendimiento óptico “ η_{op} ”, la incidencia normal “ G_{bn} ”, el ancho de apertura del fresnel “ W_a ” y el perímetro exterior del tubo receptor “ p_{ex} ”, todos estos parámetros están tabulados y En la Ecuación 5 aparecen los factores “ c_{ui} ”, que son una serie de coeficientes específicos para la correlación de U_L y también son datos tabulados y conocidos según (Famiglietti y Lecuona, 2021) Vamos a ver entonces cómo se calcula F' :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L * p_{ex}}{h_a * p_{int}}} \quad Ec. 6$$

Para poder resolver la ecuación 5, se necesita conocer la temperatura de pared, para ello aplicamos la correlación de Gnielinski, la cual está reflejada en la ecuación 7:

$$q_s - U_L * (T_w - T_{amb}) = \frac{h_a * p_{int} * (T_w - T_{amb})}{p_{ex}} \quad Ec. 7$$

Para poder resolverla, hay que expresar U_L tal y cómo se refleja en la ecuación 5 al ser un parámetro que también depende de la temperatura de pared, una vez sea conocido este parámetro, ya se podrá calcular el coeficiente global de pérdidas térmicas.

Nuevamente aparecen parámetros desconocidos en la ecuación 7, en este caso el coeficiente de convección del aire “ h_a ” y el perímetro interior del tubo receptor “ p_{int} ”, donde este último es un dato conocido, pero en cambio el coeficiente de convección del aire lo hay que calcularlo como se indica a continuación.

$$h_a = \frac{\frac{f}{8} * (Re_d - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} * \frac{k_a}{D_{int}} \quad Ec. 8$$



En este caso aparece el número de Prandtl " Pr " el cual se conoce a través de una llamada a Haga clic o pulse aquí para escribir texto., al igual que hacemos con la conductividad térmica del aire " k_a ", además aparece el diámetro interior del tubo receptor " D_{int} " que es un dato conocido y para tener la Ecuación 7 completa, solo faltaría calcular el coeficiente de fricción " f " (Ec.9) y el número de Reynolds " Re_d " (Ec.10).

$$f = (1.82 * \log(Re_d) - 1.64)^{-2} \quad Ec. 9$$

$$Re_d = \frac{4 * \dot{m}}{\mu * \pi * D_{int}} \quad Ec. 10$$

Para conocer el dato de la viscosidad cinemática " μ ", se realiza una llamada a Haga clic o pulse aquí para escribir texto. como se hizo anteriormente para el número de Prandtl y la conductividad térmica.



7 Validación del modelo de producción

Una vez ya conocidas todas las ecuaciones necesarias para validar el modelo, solo queda que resolverlas en orden inverso al indicado para no tener ninguna incógnita a la hora de resolver cualquiera de ellas, y de esta manera se tendrá como resultado una temperatura de salida para el aire.

A continuación, se muestran una serie de tablas computacionales, primeramente reflejando los datos necesarios para validar que las ecuaciones anteriores se ajustan a los resultados obtenidos según Famiglietti y Lecuona, y en la segunda parte con los parámetros de operación en función de los requerimientos específicos para el proyecto.

En la Tabla 1 se muestran los parámetros geométricos, los cuales no van a variar en ningún momento junto con los Coeficientes de la correlación de pérdidas térmicas globales reflejados en la Tabla 3.

Tabla 3: Coeficientes de la correlación de pérdidas térmicas globales

| Coeficientes pérdidas | |
|---|------------|
| $c_{u0} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | -0,0050750 |
| $c_{u1} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^2} \right]$ | 0,011 |
| $c_{u2} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^3} \right]$ | -0,0000308 |
| $c_{u3} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$ | -0,0076450 |

En la Tabla 4 se muestran todos los parámetros relacionados con las condiciones de operación, como la presión y temperatura ambiente, la irradiancia y el rendimiento óptico del LFC entre otros. Esta misma tabla sufrirá una serie de variaciones más adelante para adaptarla a las necesidades específicas para poder evaporar salmuera, mientras que las dos anteriores siempre serán iguales.



Tabla 4: Parámetros conocidos para la simulación

| | |
|-------------------------------------|-------|
| Temperatura de entrada [°C] | 105,0 |
| Temperatura ambiente [°C] | 23,0 |
| Presión ambiente [Bar] | 0,95 |
| Relación de compresión | 1,4 |
| Caudal masico [$\frac{Kg}{s}$] | 0,035 |
| Rendimiento óptico teórico LFC | 0,632 |
| Rendimiento óptico experimental LFC | 0,41 |
| Irradiancia [$\frac{W}{m^2}$] | 900 |

Al observar la Tabla 4, lo más llamativo es que aparezcan dos valores para el rendimiento óptico, esto nace del estudio llevado a cabo sobre Famiglietti y Lecuona (2021), ya que cuando realizaron las pruebas experimentales obtuvieron una temperatura bastante menor a la esperada, y esto fue debido principalmente a que el rendimiento óptico que habían calculado teóricamente distaba mucho de la realidad, por lo que para validar las ecuaciones del modelo anterior, se deben hacer los caculos con el experimental, ya que en caso de usar el teórico siempre se va a obtener una temperatura de salida muy superior a la realidad y nunca podremos validar las ecuaciones anteriores.

7.1 Validación del modelo

Una vez está todo listo y se simula el código en Python en función de los valores conocidos reflejados en la tabla anterior y haciendo uso del rendimiento óptico teórico se obtiene una temperatura que difiere bastante de los 300°C, pero cuando se toma el valor de rendimiento óptico experimental, la temperatura de salida del Fresnel sí que se acerca mucho a los resultados que se muestran en las gráficas de Famiglietti y Lecuona, que es ligeramente superior a los 300°C.



Tabla 5: validación del modelo estudiado

| TST [h] | $T_{ou,a} (\mu_{teo})$ [°C] | $T_{ou,a} (\mu_{exp})$ [°C] |
|---------|-----------------------------|-----------------------------|
| 8 | 127,37 | 88,88 |
| 8,9 | 220,61 | 163,77 |
| 9,7 | 316,79 | 234,64 |
| 10,5 | 385,48 | 288,88 |
| 11,3 | 434,33 | 317,40 |
| 12,2 | 441,30 | 315,70 |
| 13,1 | 396,17 | 270,95 |
| 13,8 | 332,38 | 228,98 |

En el modelo basado en los datos teóricos se muestra que la temperatura de salida máxima que llegamos a tener es de 441.3°C, mientras que según los datos experimentales, tenemos 317,4 °C de temperatura máxima, pudiendo afirmar que el modelo representa de manera fiel los datos obtenidos experimentalmente.

Determinar el error del modelo respecto a los datos experimentales es muy complicado ya que no tenemos ninguna tabla computacional con los valores exactos que se obtuvieron en ese experimento, por lo que hay que usar las gráficas vistas anteriormente, Figura 14 y Figura 15, donde la escala de temperatura es de 50°C, lo que dificulta mucho obtener un dato exacto, pero midiendo distancias en la gráfica y a través de una regla de tres, se estima que la temperatura de salida en el primer captador es de 313.91°C, dando este valor por válido, entonces el error obtenido sería del 1.09%.



Por tanto se confirma que el modelo representa de manera fiel los datos reales y es totalmente válido para adaptarlo a este proyecto, independientemente de trabajar con los datos reales de operación o los teóricos, aunque a partir de este momento se continuará operando con los datos teóricos, ya que aún no se sabe cuál será la ubicación del Fresnel y por tanto no se puede tomar ningún dato experimental para los cálculos.



8 Caracterización de la producción del captador Fresnel

8.1 Condiciones de operación

A la hora de caracterizar el modelo lo primero que se hace es fijar en que punto de operación se va a trabajar, seleccionando el punto de máxima producción solar. Primero se realizará una prueba sobre el modelo anterior en el cual se irá imponiendo varios regímenes de presión y se obtendrán las variaciones de caudal y temperatura. En segundo lugar, se repite la prueba anterior, pero esta vez fijando la temperatura de entrada para observar las variaciones de presión y caudal. Finalmente habrá una tercera prueba, en la cual se van a seleccionar 3 puntos de funcionamiento diferentes, por tanto las condiciones de entrada serán conocidas, en los cuales se impondrán incrementos de 1,5 Kg/min en el caudal con el fin de obtener la temperatura de salida. Para simplificar se impone la hipótesis de aire seco al igual que en el apartado anterior, aunque más adelante se añadirá el uso de aire húmedo con el objetivo de tratar la cámara de evaporación.

Para todos los casos se impone el uso de un compresor de aire a la entrada, con un rendimiento isentrópico del 75%, debido a que no hay requerimientos de altos rangos de presión y se prioriza tener un caudal de aire uniforme. Para los cálculos se supondrá que el aire se ve sometido a un proceso de compresión adiabática, tomando como índice adiabático $\gamma = 1,4$ para poder obtener tanto la presión como la temperatura de entrada en función del caso en el que nos encontremos trabajando.

8.2 Caracterización en función de la presión de entrada

Primero se muestra una tabla, al igual que ocurrió en el apartado para validar el modelo, en la cual se van a indicar los parámetros de operación para los requisitos de operación con el fin de realizar una caracterización del modelo según lo explicado. Estos no van a cambiar en ningún momento a no ser que se especifique en una tabla concreta.



Tabla 6: Condiciones de operación generales para la caracterización

| | |
|--|-------|
| Temperatura ambiente [°C] | 20,0 |
| Presión ambiente [Bar] | 1,00 |
| Rendimiento óptico teórico LFC | 0,632 |
| Rendimiento óptico experimental LFC | 0,41 |
| Irradiancia [$\frac{W}{m^2}$] | 900 |
| Rendimiento isoentrópico compresor [%] | 75 |

Con los datos recogidos en la Tabla 1, Tabla 3 y Tabla 6 y teniendo en cuenta que se varía la presión de entrada desde uno hasta los tres bar de presión, se ejecuta el procedimiento matemático anteriormente explicado teniendo en cuenta los datos de las tablas 1 y 2 para el resto de las características necesarias. Los resultados obtenidos de caudal y de temperatura de salida del aire para el punto de operación especificado se muestran en la Tabla 7 y en la Figura 16 con el objetivo de observar el comportamiento del aire a través del Fresnel en función de la presión de entrada.

Tabla 7: Caracterización del modelo en función de la presión de entrada

| P_{in} [bar] | T_{in} [°C] | \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] | T_{ou} [°C] |
|----------------|---------------|----------------------|---------------|---------------|
| 1 | 20 | 1,83 | 364,58 | 277,41 |
| 1,2 | 40,59 | 2,046 | 356,09 | 265,08 |
| 1,4 | 58,87 | 2,256 | 349,79 | 256,75 |
| 1,6 | 75,39 | 2,454 | 345,32 | 251,2 |
| 1,8 | 90,51 | 2,646 | 342,32 | 247,64 |
| 2 | 104,47 | 2,826 | 340,49 | 245,53 |
| 2,2 | 117,48 | 3,006 | 339,61 | 244,49 |
| 2,4 | 129,67 | 3,174 | 339,49 | 244,27 |
| 2,6 | 141,16 | 3,342 | 339,99 | 244,68 |
| 2,8 | 152,03 | 3,504 | 340,98 | 245,57 |
| 3 | 162,37 | 3,666 | 342,38 | 246,84 |



Lo que más puede llamar la atención de esta tabla es la aparición de dos columnas para la temperatura de salida y esto es debido a que hemos realizado los cálculos con rendimientos ópticos diferentes como se refleja en la Tabla 6, reflejando en la primera columna las temperaturas obtenidas según el rendimiento óptico teórico y en la segunda según el rendimiento óptico experimental.

Esto mismo también ocurrirá en la Tabla 8, en la cual estarán los datos de la caracterización del modelo en función de la temperatura de entrada. Mas adelante, a la hora de realizar las gráficas de estos datos para ver el comportamiento del aire a través del Fresnel, solo se tendrán en cuenta los datos obtenidos para el caso teórico ya que lo que se busca es ver si puede o no realizar este proceso de evaporación de manera teórica, ya que los datos experimentales habría que tenerlos en cuenta una vez tengamos una ubicación exacta para realizar el montaje del equipo.

8.3 Caracterización en función de la temperatura de entrada

En este apartado se realiza el mismo procedimiento que se acaba de explicar en el apartado anterior, solo que en este caso el parámetro a variar es la temperatura de entrada, concretamente desde los 25° C hasta los 165° C, obteniendo la presión de entrada, el caudal que trasiega por el Fresnel, y la temperatura de salida.



Tabla 8: Caracterización del modelo en función de la temperatura de entrada

| P_{in} [bar] | T_{in} [°C] | \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] | T_{ou} [°C] |
|----------------|---------------|----------------------|---------------|---------------|
| 1,05 | 25 | 1,89 | 362,4 | 275,83 |
| 1,25 | 45 | 2,094 | 354,45 | 271,08 |
| 1,48 | 65 | 2,328 | 347,99 | 268,75 |
| 1,73 | 85 | 2,568 | 343,29 | 268,68 |
| 2,02 | 105 | 2,832 | 340,44 | 270,67 |
| 2,33 | 125 | 3,108 | 339,46 | 274,52 |
| 2,68 | 145 | 3,396 | 340,28 | 280,03 |
| 3,06 | 165 | 3,702 | 342,8 | 287,03 |

A continuación, se muestran dos gráficos con todos los parámetros obtenidos en los dos métodos explicados para la caracterización del modelo, temperatura de salida y el caudal que trasiega el Fresnel, en función de la presión y la temperatura de entrada. Posteriormente se compararán y comentarán los resultados obtenidos con el fin de dar por válido nuestro modelo.

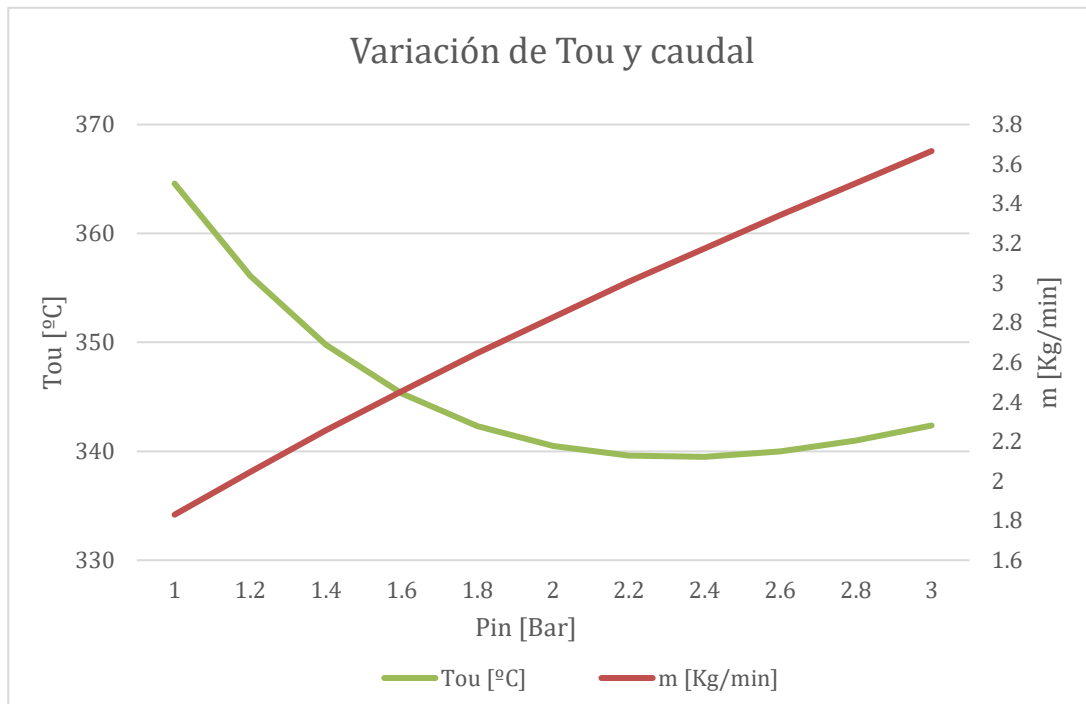


Figura 16: Caracterización del modelo en función de la presión de entrada

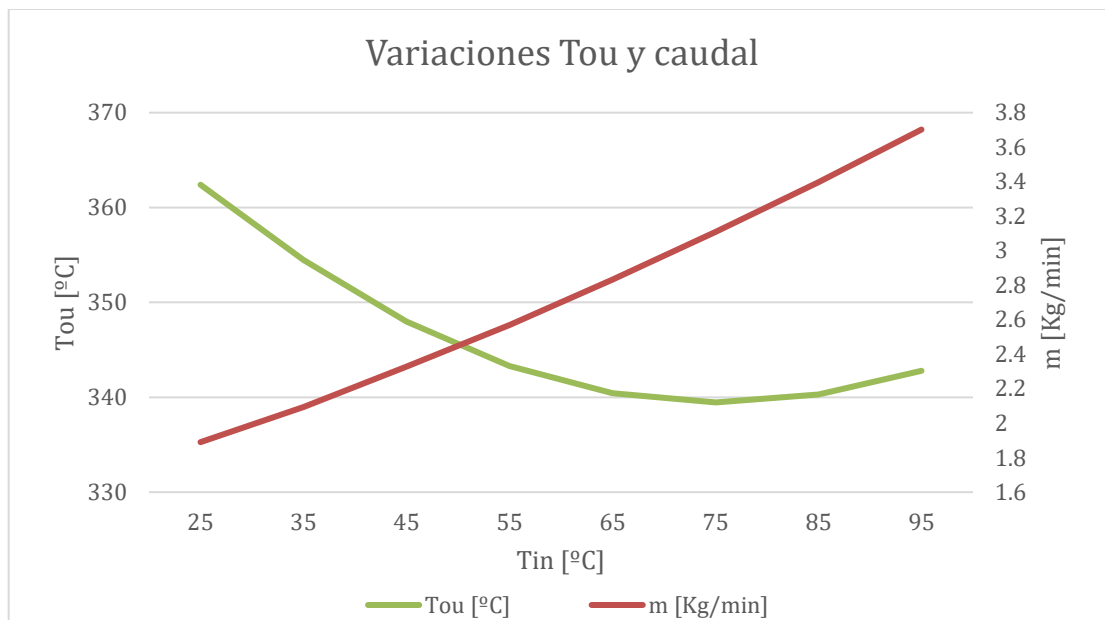


Figura 17: Caracterización del modelo en función de la temperatura de entrada



Comparando las tablas 6 y 8, salta a la vista como las temperaturas de salida en ambos casos son muy similares, ya que las condiciones a la entrada de presión y temperatura son muy parecidas, lo que se ha buscado a propósito para poder afirmar que el modelo matemático anterior adaptado a las necesidades del modelo sigue siendo válido, y lo mismo se aprecia en las gráficas, además del comportamiento del aire a su paso el LFC.

Como era de esperar si se aumenta el caudal, la temperatura de salida se va a ver reducida a pesar de aumentar la presión y la temperatura de entrada, ya que para conseguir que la temperatura empiece a aumentar junto con el caudal se requieren rangos de presión a la entrada muy altos, en este caso por encima de los 2,5 bares de presión. Esto se debe a que se está teniendo en cuenta un rendimiento isoentrópico típico de un turbocompresor de automoción, en concreto un turbo Garrett™ GT1544, que es el mismo utilizado por Haga clic o pulse aquí para escribir texto.. Ahora bien, a la vista de los resultados y teniendo en cuenta que el objetivo es evaporar salmuera proveniente de un proceso de desalación por ósmosis inversa, no será necesaria, a priori, una temperatura tan elevada, por lo que el siguiente paso lógico sería imponer un caudal superior y repetir este procedimiento con el fin de ajustar las condiciones de salida del aire en el LFC a la cámara de evaporación.

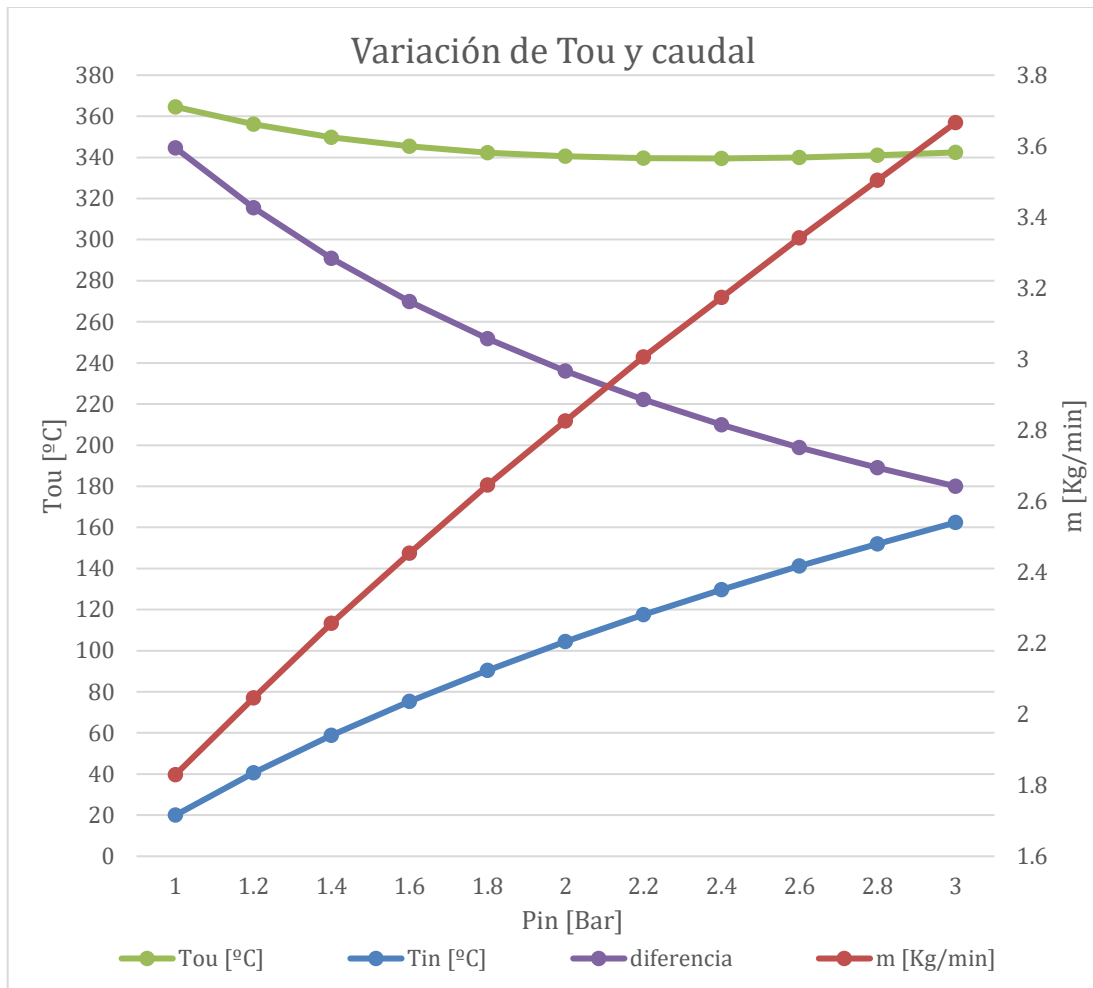


Figura 18: Evolución de temperaturas en función del caudal

Tanto en la Figura 16 como en la Figura 17, la curva de temperatura de salida decrece pero a partir de los 2,4 bar o 125°C, respectivamente a cada figura, empieza a crecer nuevamente debido a las altas temperaturas que se alcanzan por el efecto de la compresión adiabática como vamos a ver a continuación y no se trata de un problema con el modelo seleccionado.

Para que esto se pueda entender correctamente esta la Figura 18, en la cual se muestra la temperatura de entrada al Fresnel en la línea azul, la verde para la de salida, la violeta para la diferencia entre estas dos y la roja para el caudal. La curva de la diferencia de temperaturas es la que nos permite entender el fenómeno que se aprecia en figuras Figura 16 y Figura 17, ya que sigue una tendencia decreciente



ante el aumento de la temperatura de entrada, lo que es lógico y descarta la posibilidad de que sea un error del modelo. Como la irradiancia se mantiene constante a pesar del cambio en la temperatura de entrada, el calor transferido al tubo en términos de potencia sigue siendo el mismo, y es por eso por lo que la temperatura de salida en las Figura 16 y Figura 17 se vuelve creciente.

8.4 Caracterización del caudal para un punto de funcionamiento

De todos los posibles puntos de funcionamiento que se mostraron en los dos apartados anteriores, se ha decidido por trabajar con 3 diferentes en función de la presión suponiendo en todos la implementación de un compresor, el mismo utilizado previamente, el primero de ellos será la excepción, ya que se supondrá a presión ambiente, es decir, usando una soplante en vez de un compresor, y por tanto con una presión de 1 bar, el siguiente será el mismo estudiado en la tesis de Famiglietti, a 1,4 bar y finalmente a 1,8 bar de presión. En este caso, las condiciones de funcionamiento general se mantienen como en la Tabla 6, solamente se añaden las condiciones del aire a la entrada al Fresnel, que son las que dependen de la presión de entrada, o lo que es lo mismo, de la relación de compresión del compresor.

Tabla 9: condiciones de operación en función de la relación de compresión

| Características de la instalación | | |
|-----------------------------------|-----------------------------|-------|
| 1,0 bar | Temperatura de entrada [°C] | 20,0 |
| | Temperatura ambiente [°C] | 20,0 |
| 1,4 bar | Temperatura de entrada [°C] | 58,87 |
| | Temperatura ambiente [°C] | 20,0 |
| 1,8 bar | Temperatura de entrada [°C] | 90,51 |
| | Temperatura ambiente [°C] | 20,0 |



Tabla 10: Resultados caracterización caudal a 1 bar

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] |
|----------------------|---------------|
| 1,5 | 400,51 |
| 3 | 267,63 |
| 4,5 | 196,63 |
| 6 | 156,36 |
| 7,5 | 130,85 |
| 9 | 113,31 |

Tabla 11: Resultados caracterización caudal a 1,4 bar

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] |
|----------------------|---------------|
| 1,5 | 421,1 |
| 3 | 297,03 |
| 4,5 | 229,62 |
| 6 | 190,98 |
| 7,5 | 166,39 |
| 9 | 149,44 |
| 10,5 | 137,08 |
| 12 | 127,68 |
| 13,5 | 120,29 |



Tabla 12: Resultados caracterización caudal a 1,8 bar

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] |
|----------------------|---------------|
| 1,5 | 437,05 |
| 3 | 320,33 |
| 4,5 | 256,03 |
| 6 | 218,81 |
| 7,5 | 195,02 |
| 9 | 178,59 |
| 10,5 | 166,59 |
| 12 | 157,45 |
| 13,5 | 150,26 |
| 15 | 144,46 |
| 16,5 | 139,68 |
| 18 | 135,68 |
| 19,5 | 132,28 |
| 21 | 129,35 |
| 22,5 | 126,81 |
| 24 | 124,57 |
| 25,5 | 122,59 |
| 27 | 120,83 |
| 28,5 | 119,25 |

Observando las tres últimas tablas, en las que están recogidos los datos de las simulaciones, salta a la vista que ir más allá de los 1,8 bares no tiene sentido, ya que Famiglietti y Lecuona trabajan con 2,1 Kg/min de caudal, siendo este suficiente para diversos procesos térmicos, y para el caso de 1,8 bares se llega al límite impuesto de 120 °C cuando el caudal es de 28,5 Kg/min, lo que ya es más de 10 veces mayor del valor impuesto conforme a (Famiglietti y Lecuona, 2021). Por ello en las siguientes gráficas en las cuales se muestran todos los datos obtenidos no veremos la variación de caudal para los 1,8 bar.

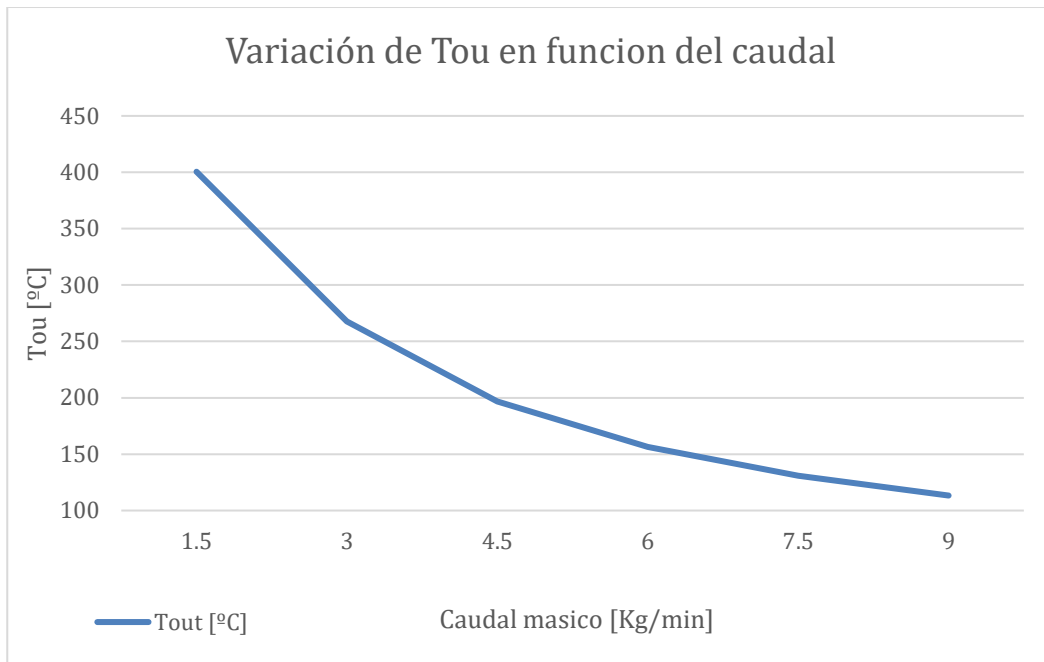


Figura 19: Caracterización del modelo en función del caudal con una presión de entrada de 1 bar

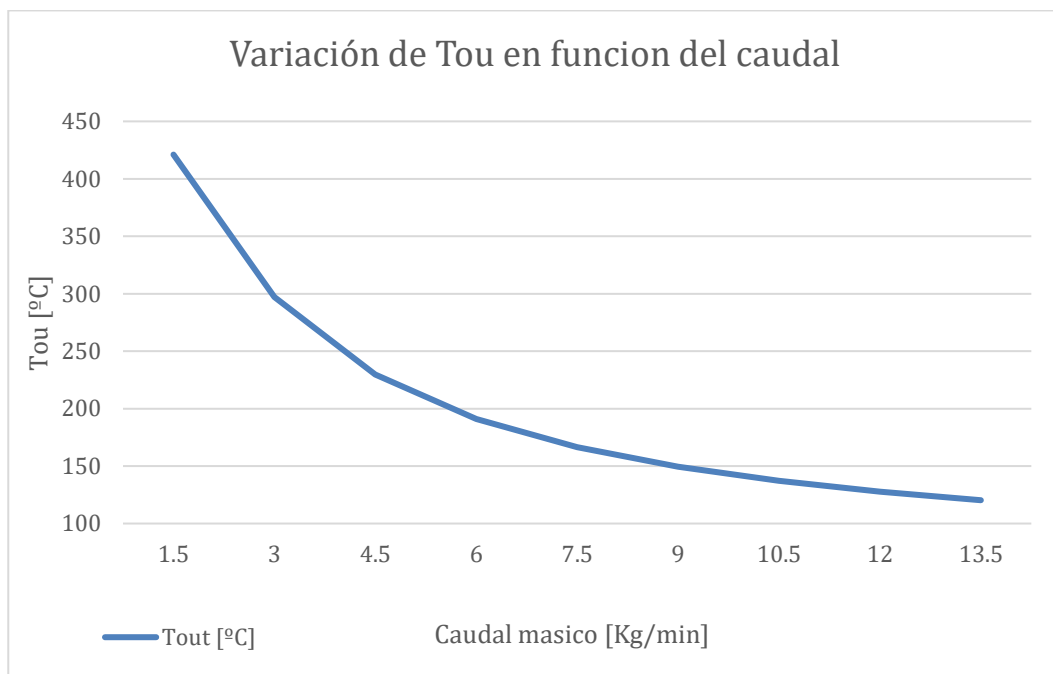


Figura 20: Caracterización del modelo en función del caudal con una presión de entrada de 1,4 bar



Para poder ver mejor los resultados obtenidos en las tablas anteriores, están las dos gráficas anteriores, Figura 19 y Figura 20, en las cuales es más fácil ver la evolución de temperatura que sufre el aire para los puntos de funcionamiento indicados además de permitir ver cuál es su tendencia al aumentar el caudal que trasiega el compresor. Ambas curvas siguen exactamente la misma tendencia como era de esperar, y es que si se aumenta el caudal de aire que circula por el Fresnel, se está aumentando la masa de aire a calentar, y como la irradiancia se mantiene constante, no es capaz de aumentar el calor transferido al tubo para mantener la temperatura del aire, y es por eso por lo que tiende a reducirse, como cabría esperar con cualquier tipo de captador.

8.5 Implementación de aire húmedo y pérdidas de carga

8.5.1 Aspectos previos

Para lograr el objetivo de evaporar la salmuera, contamos con una cámara de evaporación, la cual se va a aproximar inicialmente a un saturador de aire que previamente ha sido calentado en el Fresnel mediante calor sensible, es decir, sin realizar ningún aporte de humedad. Por lo anterior, debería observarse el descenso de la humedad relativa a la salida respecto a la entrada. Este descenso es deseable pues supone que dicho flujo de aire puede admitir más vapor de agua a su paso por la cámara. Por tanto, ahora se debe trabajar con el punto de operación seleccionado en el apartado anterior y se repetirán los cálculos bajo la hipótesis de que se trata de un aire húmedo, por lo que cambiarán las propiedades de este a la entrada, tránsito y por ende la salida del LFC. Lo lógico sería obtener parámetros muy parecidos a los obtenidos anteriormente, con el fin de obtener la temperatura, presión y humedad relativa a la salida del Fresnel, que son los principales parámetros que afectarán a la cantidad de salmuera que se pueda evaporar por unidad de tiempo.



En lugar de realizar los 3 casos anteriormente expuestos, solo se estudiará el último, es decir, la variación del caudal en función de las características del aire a la entrada, ya que conocer el caudal que entrará en la cámara de evaporación es el parámetro más importante junto con las condiciones de salida del aire en el Fresnel (temperatura y humedad relativa).

8.5.2 Implementación del aire húmedo

Al igual que en los casos anteriores, rescatando la Tabla 6 y extrayendo los datos de la Tabla 8 para el caso de 1,4 bar de presión - que es el punto seleccionado para estudiar el comportamiento del Fresnel con aire húmedo - solamente faltaría por añadir a estos datos la humedad relativa ambiente, que se estima en un 55%. Se asume también que la humedad absoluta permanece constante al paso del aire por el compresor. Resolviendo el modelo matemático bajo las hipótesis expuestas se obtendrán las nuevas condiciones de salida del aire húmedo.

En la Tabla 13 se muestran los valores numéricos obtenidos de temperatura y humedad relativa de salida en función del caudal de aire en el captador. Los valores corresponden al caso en el que se han despreciado las pérdidas de carga, cuyo efecto se mostrará en el siguiente apartado. En la Figura 21 se da la representación gráfica correspondiente.



Tabla 13: Resultados caudal aire húmedo a 1,40 bar

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] | $h_{r,ou}$ [%] |
|----------------------|---------------|----------------|
| 2,4 | 342,93 | 0,011 |
| 3,6 | 272,65 | 0,029 |
| 4,8 | 227,25 | 0,064 |
| 6 | 196,85 | 0,11 |
| 7,2 | 175,46 | 0,18 |
| 8,4 | 159,69 | 0,27 |
| 9,6 | 147,62 | 0,38 |
| 10,8 | 138,11 | 0,49 |
| 12 | 130,42 | 0,62 |
| 13,2 | 124,09 | 0,75 |
| 14,4 | 118,78 | 0,89 |

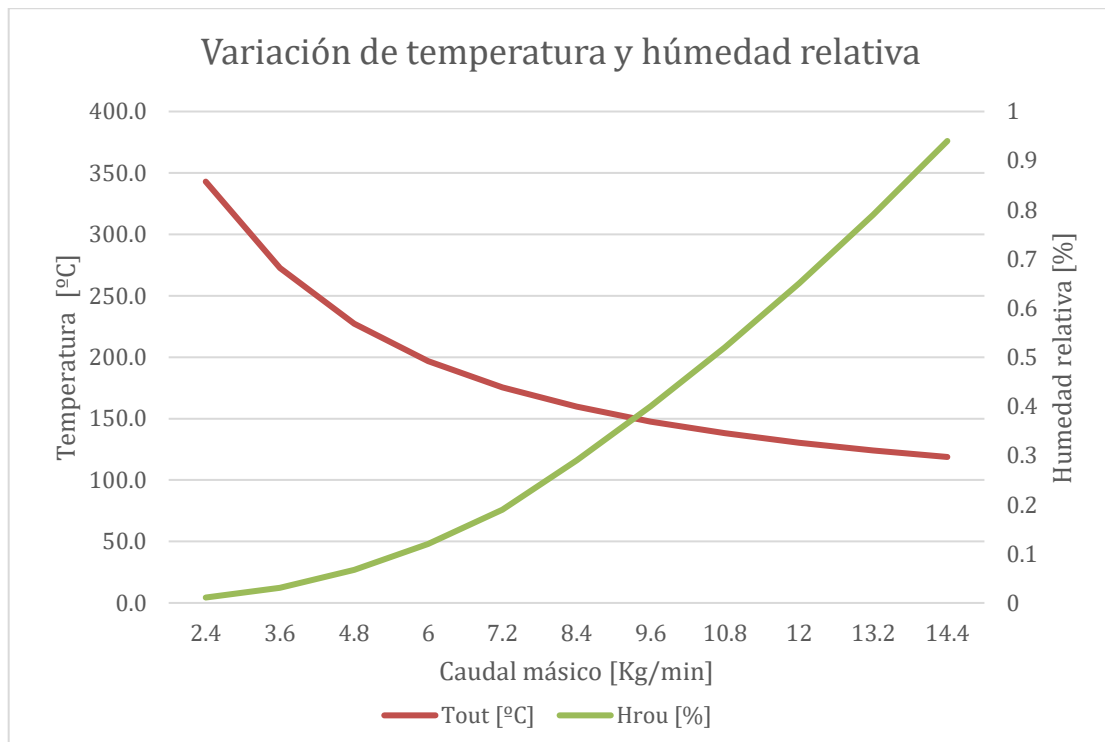


Figura 21: Resultados temperatura y humedad relativa aire húmedo a 1,40 bar



Como era de esperar, los resultados son muy parecidos entre la Figura 19, Figura 20 y la Figura 21 en términos de temperatura, ya que al añadir la humedad relativa a los cálculos no supone un cambio en el comportamiento del Fresnel, pero sí que es importante resaltar el término de humedad relativa. Como se puede ver en el eje de la derecha de la Figura 21, está la escala de humedad relativa, la cual en el peor de los casos es inferior al 1%, por tanto, se puede descartar la opción de añadir un deshumidificador a la entrada del compresor como se ha mencionado previamente.

Incluir el deshumidificador significa conseguir llegar al 0% de humedad relativa, y con ello un mejor funcionamiento de la cámara de evaporación que no es suficiente para compensar los sobrecostos que conlleva incluir el deshumidificador.

8.5.3 Incorporación de las pérdidas de carga en los cálculos

Como se viene realizando en los apartados anteriores, realizamos una aproximación más a la realidad, tratando en este apartado el compresor y el LFC solidariamente - no como en los otros apartados en los cuales se ha impuesto directamente las condiciones de entrada al Fresnel suponiendo que hay un compresor - y se va a añadir ahora el efecto de las pérdidas de carga. Al hacerlo se observa un cambio mayor en los resultados respecto a los del apartado anterior.

Además, se incluirá en los cálculos qué consumo tendrá el compresor a través de un balance de energía, ya que es un parámetro fundamental que se busca reducir lo máximo posible en relación con la capacidad de extracción de vapor de la cámara. Se realizará para cada caso en función de la presión requerida a la entrada de la cámara de evaporación y las pérdidas de carga a lo largo del Fresnel. En cuanto a los datos necesarios para la simulación, se impone que se necesitan 1,40 bar de presión en la cámara de evaporación, por tanto, el compresor se ve obligado a ofrecer una presión mayor. Partiendo de los datos de simulación de la Tabla 6, hay que añadir una tabla con los parámetros específicos para este caso.



Tabla 14: condiciones de operación para 1,40 bar en la cámara de evaporación

| Características de la instalación | |
|-------------------------------------|------|
| Presión de salida del Fresnel [Bar] | 1,40 |
| Perdidas de carga Fresnel [%] | 5,00 |
| Humedad relativa ambiente [%] | 0,55 |

Con un simple cálculo se puede conocer la presión de salida necesaria del compresor, ya que conociendo las pérdidas de carga en el Fresnel y la presión requerida solamente hay que multiplicar la presión requerida por 0,95 en este caso al tener un 5% de pérdidas de carga, obteniendo así una presión de salida necesaria en el compresor de 1,48 bar y con ello logrando una temperatura de entrada al LFC de 64,89°C.

Tabla 15: Resultados aire húmedo para 1,48 bar en el Fresnel

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_{ou} [°C] | $h_{r,ou}$ [%] | W_c [KW] |
|----------------------|---------------|----------------|------------|
| 2,4 | 347,31 | 0,011 | 1,872 |
| 3,6 | 277,73 | 0,029 | 2,808 |
| 4,8 | 232,69 | 0,061 | 3,744 |
| 6 | 202,49 | 0,11 | 4,680 |
| 7,2 | 181,19 | 0,17 | 5,616 |
| 8,4 | 165,49 | 0,25 | 6,552 |
| 9,6 | 153,46 | 0,34 | 7,488 |
| 10,8 | 143,98 | 0,44 | 8,424 |
| 12 | 136,32 | 0,55 | 9,359 |
| 13,2 | 130,00 | 0,66 | 10,295 |
| 14,4 | 124,7 | 0,78 | 11,231 |
| 15,6 | 120,2 | 0,9 | 12,167 |

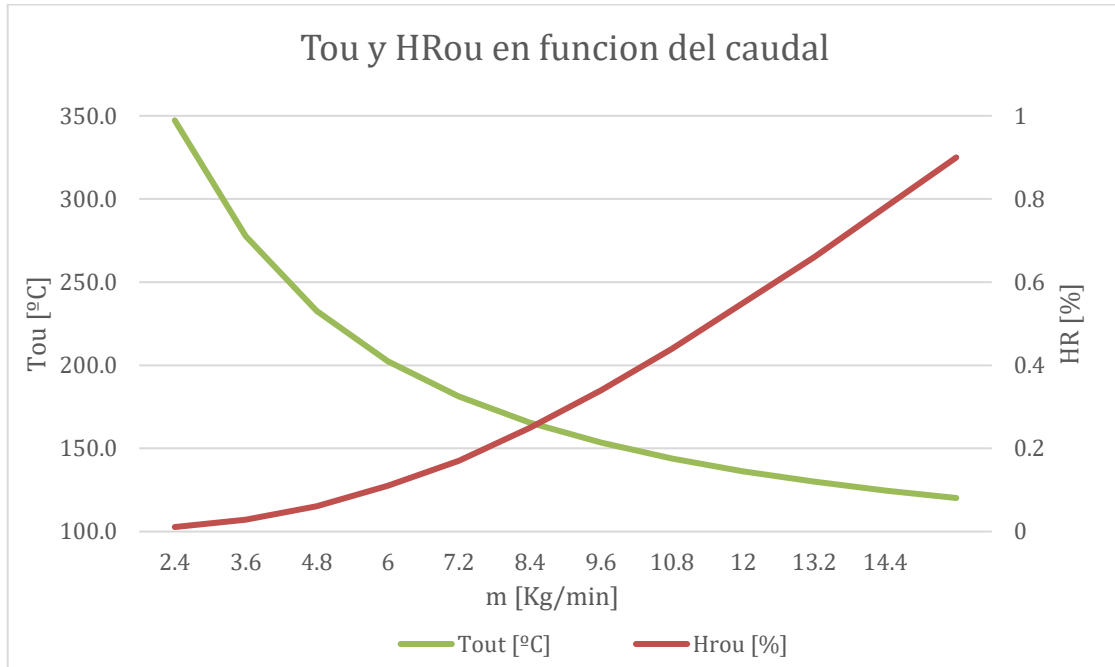


Figura 22: Temperatura y humedad relativa de salida del Fresnel en función del caudal

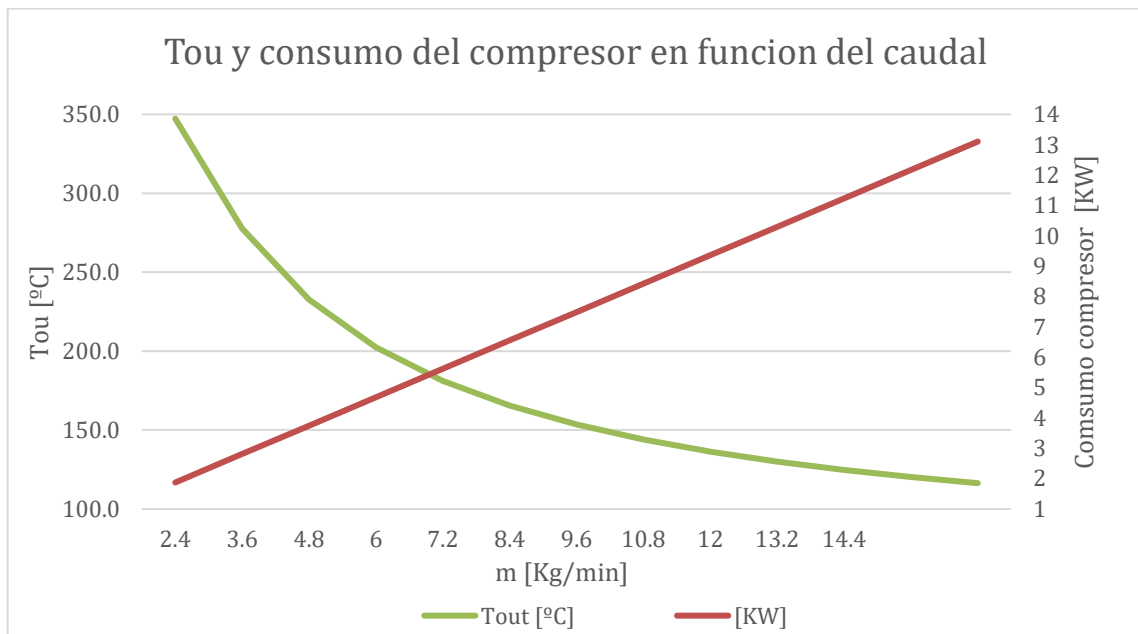


Figura 23: Temperatura de salida del Fresnel y consumo del compresor en función del caudal



Como se mencionó anteriormente y podemos observar tanto en la Tabla 15 como en la Figura 22, la humedad relativa es muy baja en todos los casos, teniendo un máximo de 1,09%, lo que es prácticamente un aire seco. Esto supone un beneficio de cara a estudiar la cámara de evaporación, ya que el aire entraría con prácticamente el mayor potencial de absorción de vapor posible.

En cuanto al consumo del compresor, reflejado en la Figura 23, como era de esperar desde un inicio, ante una variación de caudal uniforme, el aumento es prácticamente lineal con el caudal pese a que la variación de la temperatura es parabólica, ya que el caudal y el consumo son directamente proporcionales.



9 Conclusiones de la parte solar

Resumiendo todo lo anterior, y trabajando lo más cercano a realidad posible, hay que tener en cuenta que los resultados reales seguramente difieran en gran proporción. Esto será debido a que se han aplicado una serie de hipótesis para simplificar todo el procedimiento, que por muy acertadas que sean, nos alejan de la realidad, tal y como ocurrió al validar el modelo matemático del Fresnel presentado por (Famiglietti y Lecuona, 2021). En ese caso, el simple uso de un dato real como el rendimiento óptico del Fresnel suponía un error respecto a la realidad aproximado del 28% en la temperatura teórica de salida. En cambio, como ya se demostró previamente aplicando el rendimiento óptico real, el error en la temperatura se redujo hasta un hasta el 1% aproximadamente, por tanto no sería de esperar que la producción real sea mucho menor a la que se ha obtenido en todos los casos anteriormente expuestos.

En cuanto a los rangos de caudal y temperatura que es capaz de ofrecer el Fresnel para un determinado rango de presiones de trabajo, los resultados se muestran en la Figura 16. Todos estos datos, además del consumo del compresor, están recogidos a continuación se muestra en la Tabla 16. Estos datos están obtenidos imponiendo aire húmedo, rendimiento al compresor, y proceso de compresión adiabático.

Tabla 16: Caracterización de la producción del Fresnel

| P_{in} [bar] | \dot{m}_a [Kg/min] | T_{in} [°C] | T_{ou} [°C] | W_c [KW] |
|----------------|----------------------|---------------|---------------|------------|
| 1 | 1,80 | 20 | 332,34 | 0 |
| 1,2 | 1,98 | 35,44 | 329,51 | 0,721 |
| 1,4 | 2,22 | 49,15 | 327,63 | 1,503 |
| 1,6 | 2,41 | 61,55 | 326,64 | 2,336 |
| 1,8 | 2,61 | 72,88 | 326,64 | 3,213 |
| 2 | 2,80 | 83,36 | 326,88 | 4,128 |



10 Proceso de evaporación para concentración de la salmuera y precipitación de sales

10.1 Proceso de concentración de la salmuera y precipitación de sales

Para poder dimensionar correctamente la cámara de evaporación, se debe conocer a la perfección el fluido a evaporar, en este caso, salmuera procedente de un proceso de ósmosis inversa. Antes de llegar a la cámara el rechazo ha pasado por un intercambiador de presión, provocando que se reduzca la presión desde la osmótica hasta la presión ambiental, siendo ésta una de las variables de la salmuera. En cuanto a la salinidad, se optará por tomar un valor estándar para este tipo de procesos y se da por válido el valor de 70 g/Kg. En lo que a la temperatura se refiere, se va a imponer que sea este entre los 50 y 70°C, esto se consigue gracias a un precalentamiento previo a la entrada a la cámara de evaporación, por lo que se debe de contar con un depósito de almacenamiento previo a la cámara en el cual se lleve a cabo este precalentamiento.

Hay que tener en cuenta que según el método seleccionado habrá que tener en cuenta estos parámetros o no, ya sea porque no intervienen en el cálculo, o bien por qué se calculan en el propio modelo seleccionado. Por tanto, ya son conocidas todas las características físicas del rechazo, y usando los datos proporcionados por el Fresnel, ya se puede empezar a trabajar en el análisis de la cámara de evaporación.

Una vez se empiece a realizar la inyección del aire procedente del Fresnel, hay que tener en cuenta el proceso físico que ocurre en el aire, que es la saturación de este para conseguir extraer el vapor de agua existente en la salmuera. A medida que se extrae agua en estado gaseoso, la salmuera aumenta su salinidad en proporción a la masa de líquido evaporado. Esto supone un problema ya que a medida que aumente la salinidad, los requerimientos para seguir evaporando van a variar pero se desconoce de qué forma al no disponer de datos experimentales ni estudios que consultar. Al disminuir la cantidad de líquido, la densidad de la salmuera aumentará, apareciendo a priori dos hipótesis para definir el comportamiento: 1) que se dificulte el proceso de evaporación por la precipitación



de sales, que podría ser un impedimento para la creación de la burbuja o 2) que ocurra todo lo contrario, pues al reducirse el volumen de líquido, este aumentará su temperatura y será más fácil de evaporar.

Esto ocurrirá en menor medida hasta el punto en el que se alcance la salinidad de saturación, es decir, hasta el punto en el que la salmuera no admita más sal disuelta, momento a partir del cual las sales comenzarán a precipitar. Hasta ese punto se va a suponer que la producción de vapor es constante, más adelante expondrá el resto del proceso suponiendo que el ritmo de evaporación se reduce ya que sería el caso más desfavorable para lograr el objetivo. Una vez haya precipitado toda la salmuera, se parará la inyección de aire para poder retirar el precipitado de sales y repetir el proceso acorde con el modo de operación en modo *semi batch*.

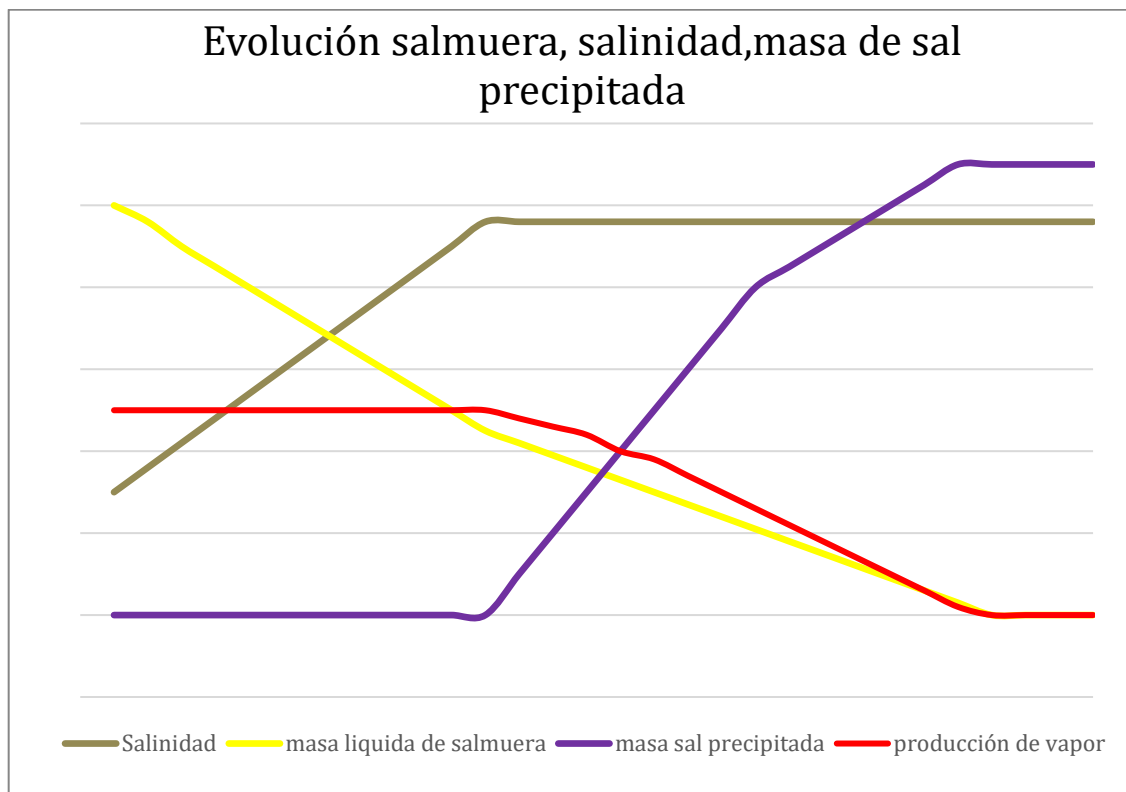


Figura 24: Comportamiento esperado de la salmuera en la cámara de evaporación



Respecto a la Figura 24, se observa como la salinidad es la que marca los pasos que siguen tanto la masa líquida de salmuera como la sal precipitada, aunque esta última está directamente relacionada con la producción de vapor, y es por eso por lo que se aprecian dos pendientes diferentes en la curva, ya que a medida que aumenta la precipitación de sales se reduce el ritmo de evaporación, acorde con lo explicado previamente, y por tanto se reduce la velocidad a la que se está condensando sal. Aquí lo interesante es ver como varían las masas de líquido y de sal precipitada, las cuales alcanzan el máximo, en valor absoluto, a la vez coincidiendo en ambos casos con la producción nula de vapor.

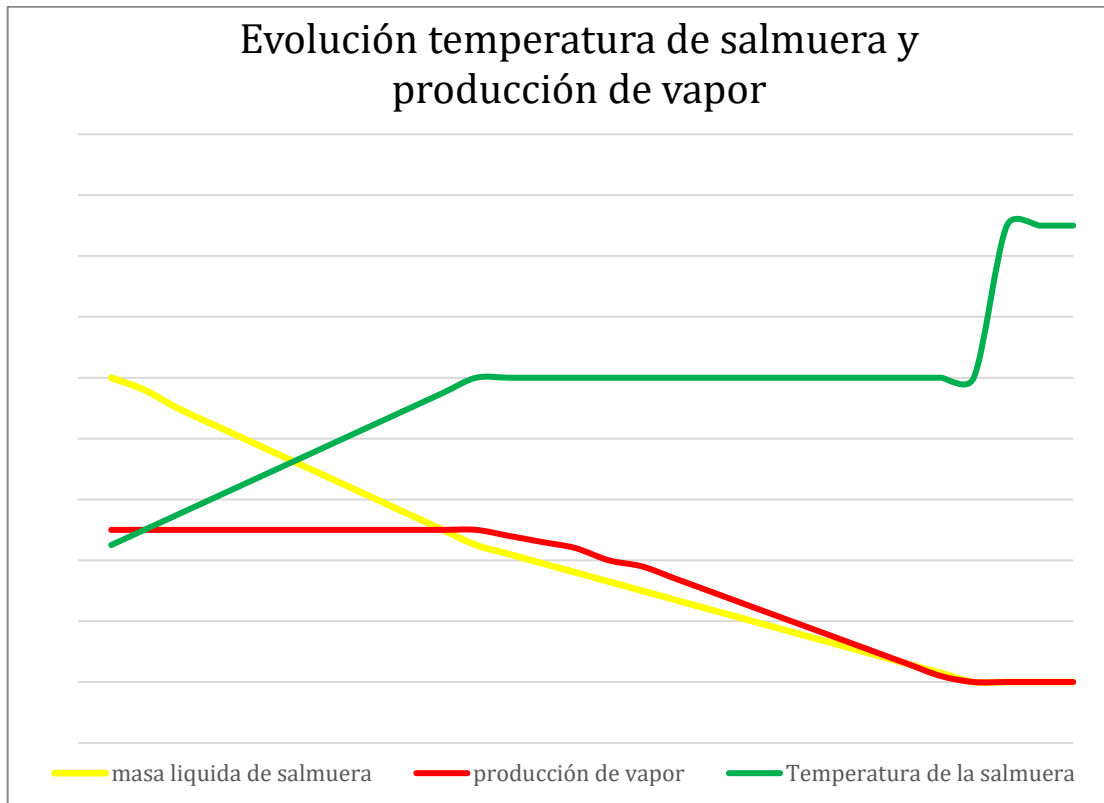


Figura 25: Evolución de la temperatura de la salmuera y la producción de vapor

Los dos gráficos anteriores reflejan todo lo explicado anteriormente, donde se puede apreciar de manera explícita cual es el comportamiento de los flujos de trabajo en la cámara de evaporación. Conforme a todo lo explicado y como se refleja en la Figura 25, en cuanto se estabiliza la producción de vapor, se puede observar como el volumen de líquido empieza a disminuir con dos pendientes



diferentes, coincidiendo este cambio con el punto en el que se alcanza la salinidad de saturación conforme a lo explicado previamente. También en dicho punto, la producción de vapor disminuye ligeramente debido a que la sal condensando supone un impedimento para producir vapor. En La temperatura de la salmuera siguen una evolución opuesta a las dos anteriores, es decir, siguen una pendiente estable creciente hasta el punto en el que se alcanza la salinidad de saturación, momento en el que ambas se estabilizan hasta que se complete el proceso de evaporación.

10.2 Requisitos de una cámara de evaporación óptima

Para que una cámara de evaporación sea lo más eficiente posible debe reunir una serie de requisitos:

1. Ser estanca y de un material con gran resistencia a la corrosión.
2. Desde el punto de vista termodinámico, para favorecer al máximo la evaporación, lo ideal es que sea adiabática respecto al ambiente. Para ello, tanto la carcasa exterior como la parte del tubo difusor expuesta al ambiente debe estar convenientemente aislada.
3. Para maximizar la eficiencia y siguiendo una línea de razonamiento similar a la de los intercambiadores de calor al poderse tratar la cámara como un intercambiador de calor de contacto directo, cuanto más se acerque la temperatura de salida del flujo caliente, es decir, el aire procedente del Fresnel, a la temperatura de equilibrio de la salmuera en la cámara, mayor será la eficiencia. En ese caso el aire caliente estaría cediendo la mayor cantidad de calor posible a la salmuera. Una de las principales cuestiones a tratar en este TFG es la forma de modelar la cámara bajo este criterio de diseño.



Suponiendo que el aire se enfría hasta la temperatura de la salmuera, se debe buscar la temperatura óptima de inyección de aire que maximice la evaporación y disminuya la transferencia de calor sensible a la salmuera.

Además, se debe tener en cuenta que al operar siguiendo un modelo de evaporación por burbujeo, en el cuál cada burbuja de aire absorbe una cantidad determinada de humedad, es importante que no haya ninguna superficie lo suficientemente fría en el conducto de salida de la cámara que pueda provocar la condensación de vapor ya que sería contraproducente, provocando que la cantidad de sales precipitadas al cabo de un determinado tiempo sea menor a los esperado. Es precisamente por esto que no se ha decidido llevar el aire hasta la saturación, ya que en caso de que existan superficies frías por donde salga el vapor generado, sería más difícil que este llegue a condensar

10.3 Modelado de la cámara de evaporación

En esta sección se presentan las diferentes opciones que se han barajado para el modelado de la operación de la cámara de evaporación en régimen estacionario. Para ello, primero hay que fijar una serie de hipótesis y condiciones para su funcionamiento, siendo la primera y más importante, que el aire ceda calor a la salmuera a la vez que absorbe vapor de agua mientras eleva su humedad relativa, pudiendo llegar como máximo al 100% momento en el cual, la burbuja, que se creó gracias a la inyección de aire, esté en el punto de rocío o muy próximo a este y a la misma temperatura que la salmuera, o muy próxima.

En un principio, solamente se evapora vapor de salmuera sin llegar a precipitar la sal. Para que esto último ocurra se debe eliminar la suficiente cantidad de agua dulce presente en la salmuera para que ésta alcance la salinidad de saturación, es decir, el momento a partir del cual la disolución no pueda admitir más sales disueltas. Una vez alcanzado este punto, la sal empieza a precipitar en proporción al vapor extraído por burbujeo, es decir, por cada kilogramo segundo de vapor generado se condensará una determinada cantidad de sal, la cual, previsiblemente será menor a medida que se vaya reduciendo la cantidad de líquido, según lo



reflejado en la Figura 24 y todo lo previamente explicado. Hasta que no se realice un montaje experimental no se podrá comprobar si las hipótesis planteadas son válidas. En las siguientes secciones se describen los diferentes enfoques que se han valorado en este TFG para el modelado de la cámara de evaporación.

10.3.1 Modelos de Lage y Campos

Uno de los trabajos más interesantes sobre evaporadores de contacto directo o columnas de evaporación por burbujeo fueron los desarrollados en la Universidad de Río de Janeiro a principios de los 2000 (Campos y Lage, 2001; Lage y Campos, 2004; Ribeiro y Lage, 2004a,2004b). Los estudios, tanto experimentales como teóricos, se focalizaron en el proceso de evaporación por contacto directo con burbujeo en modo continuo, es decir, en dispositivos en los que entra y sale de manera continua la disolución que se pretende concentrar. El esquema de la Figura 26 sirve para el planteamiento del modelado teórico del comportamiento transitorio del evaporador, donde pueden apreciarse tanto la entrada como la salida de la disolución a concentrar, etiquetadas como e y s respectivamente.

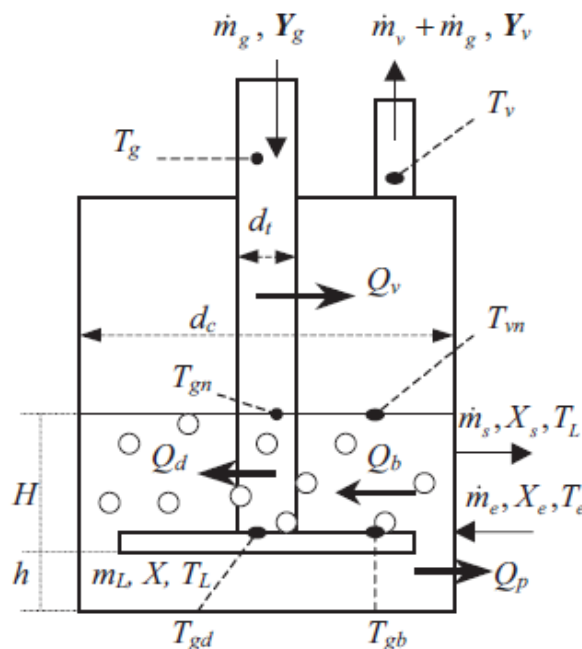


Figura 26: Diagrama de funcionamiento de la cámara de evaporación propuesta por Lage y Campos



El modelo transitorio de (Campos y Lage, 2001; Lage y Campos, 2004) se basa en los balances de masa y energía de la masa de disolución que contiene la cámara. En este último se tiene en cuenta la pérdida de calor desde dicha masa al ambiente y las ganancias de calor desde la tubería de gas caliente y, de especial importancia, la ganancia de calor debida a la transferencia desde las burbujas al líquido, término denotado por Q_b , en la Figura 26. La obtención de este término se debe hacer a través del modelo de burbuja sobrecalentada que se torna fundamental para el diseño de cámaras de evaporación por contacto directo. Este permite comprender y predecir el comportamiento dinámico de las burbujas de vapor cuando interactúan con el líquido a evaporar a lo largo del tiempo. Su enfoque transitorio es esencial para optimizar tanto el diseño como la eficiencia operativa del evaporador.

Los balances planteados en el modelo de Haga clic o pulse aquí para escribir texto. generan un conjunto de ecuaciones diferenciales que describen la transferencia de calor y masa entre las burbujas de vapor y el líquido circundante de manera transitoria. Los aspectos clave del modelo incluyen:

- La transferencia de calor desde las burbujas hacia el líquido. Este proceso depende de las temperaturas iniciales de las burbujas y del líquido.
- El crecimiento de la burbuja, que se describe a medida que se genera vapor por la evaporación del líquido. Este crecimiento es una función del tiempo y de las condiciones de transferencia de calor. Las condiciones iniciales y de frontera las establece el modelo para la temperatura y el tamaño de las burbujas, así como las condiciones de frontera que representan el contacto de las burbujas con el líquido.

Las ecuaciones diferenciales se resuelven utilizando técnicas numéricas que permiten obtener el perfil temporal del tamaño de las burbujas, la cantidad de vapor generado y la eficiencia del proceso de evaporación.



10.3.2 Modelado como saturador

Para este caso en particular, se ha optado por trabajar como si la cámara de evaporación fuese un saturador de aire que reúna las condiciones necesarias para para cumplir con un balance de energía adiabático, acorde a la solución obtenida en (Al-Harashseh, 2010) para solventar el problema de la evaporación por contacto directo. En su estudio se analiza la posibilidad de incorporar un ciclo de bomba de calor para apoyar el proceso de burbujeo con aire caliente en una columna de evaporación con el propósito final de cristalizar parte del soluto de una disolución (ver Figura 27).

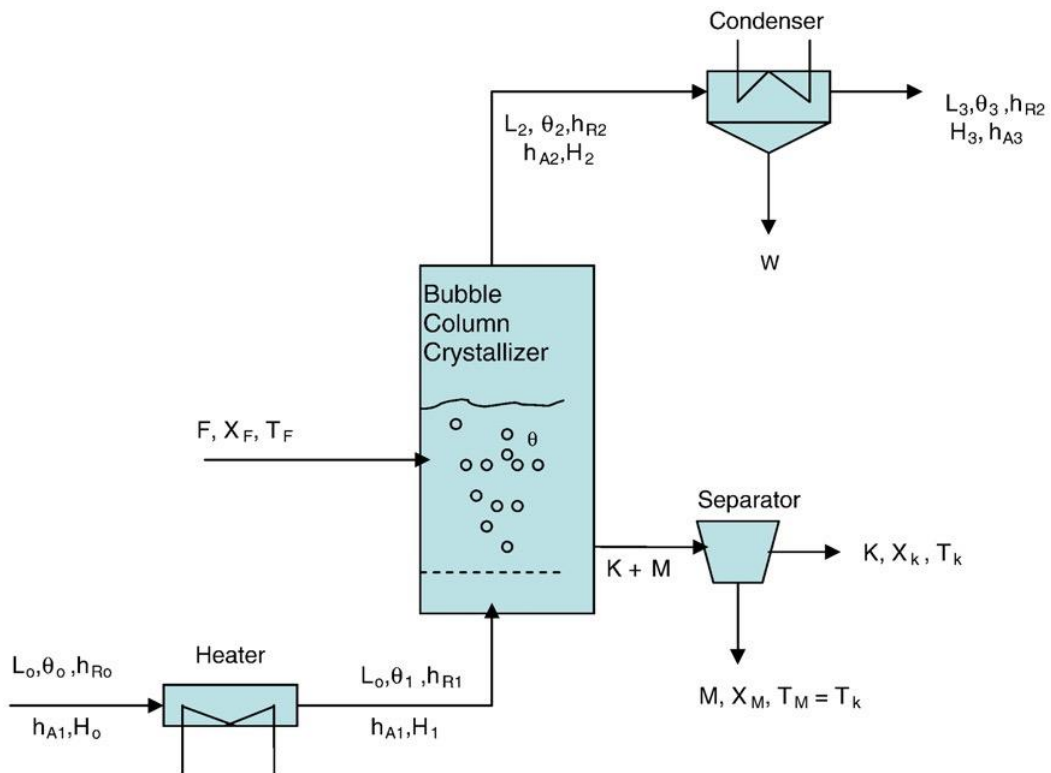


Figura 27. Esquema de partida del proceso de cristalización a partir de una columna de burbujeo analizado por Al-Harashseh.



A la hora de implementar el modelo propuesto por Al-Harabsheh se decidió que el Fresnel y la cámara de evaporación trabajasen solidariamente, es decir, usar los resultados obtenidos en última instancia para el Fresnel, recogidos en el capítulo 8, para imponer estos datos a la entrada de la cámara de evaporación.

Este modelo se ha realizado acorde a los principios de psicrometría del aire, al suponer que es un saturador adiabático por lo que las expresiones usadas para realizar los cálculos pertinentes son las siguientes:

Balance de masa; siendo los subíndices correspondientes a los mostrados en la Figura 11, es decir, 3 el caudal másico de aire prácticamente seco, proveniente del Fresnel, la cual absorbe el vapor generado del estado 7, que en este caso es la masa líquida de salmuera, sumándose los dos en el caudal másico o corriente de salida (3), la cual debe estar muy próxima a la saturación o en saturación

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_3 + \dot{m}_7 \quad Ec. 11$$

Otra forma de expresar esta ecuación sería aplicando la humedad absoluta “W” a cada flujo, teniendo en cuenta que el caudal másico “ \dot{m} ” se expresa en kilogramos de aire húmedo por segundo.

$$\dot{m}' = \dot{m} * (1 + W) \quad Ec. 12$$

Balance de energía, donde los subíndices siguen correspondiendo a los mismos índices que en el balance de masa:

$$H_5 = H_3 + H_7 \quad Ec. 13$$

Con estas ecuaciones e imponiendo una serie de condiciones que veremos a continuación, se obtiene el caudal de vapor generado. Para la corriente 3, conocemos todos los datos, ya que son obtenidos de la misma forma que se caracterizó el Fresnel, donde si se deben empezar a dar hipótesis, son tanto en la corriente 5 como 7.

En concreto, para la salmuera (flujo 7), se debe suponer una temperatura, que en este caso ha sido de 60°C, además de contar con que la presión es la atmosférica ya que la cámara está abierta en la parte superior para que salga el vapor.



Ahora bien, para la corriente del vapor generado, es la más compleja, y por tanto en la que más hipótesis se han impuesto. Para empezar, esta corriente que entra a la cámara a una gran temperatura se enfría cediendo calor a la salmuera hasta aproximadamente 65°C, lo que supone que no solo estamos evaporando, sino que también se está cediendo calor sensible a la salmuera. Cuanto menor sea la diferencia entre la temperatura de salida del gas de la cámara y la temperatura de equilibrio de la salmuera, mayor será la cesión de calor y lo esperable sería una mayor producción de vapor. Otra de las hipótesis es limitar esa diferencia de temperatura a un máximo de 5°C, ya que se ha comprobado en diversos estudios de manera experimental, que siempre el escape de gases tiende a la temperatura del fluido a evaporar. Además, al igual que con la salmuera, al estar la cámara de evaporación abierta a la atmósfera, el escape de gases se produce a presión atmosférica.

10.3.3 Método del balance de energía volumétrico de un BCE (*Bubble Column Evaporator*)

La descripción del método puede consultarse en [Haga clic o pulse aquí para escribir texto](#). donde se expone su utilidad para la medida experimental de la entalpía de vaporización de disoluciones y también para la estimación de la temperatura de la disolución dentro de la columna cuando se alcanza el estado estacionario. Este método también es descrito por [Haga clic o pulse aquí para escribir texto](#). y como ejemplos de uso cercanos a este TFG pueden citarse trabajos específicos en el campo de la desalación, aunque no con el objeto del post-procesado de la salmuera de rechazo [Haga clic o pulse aquí para escribir texto](#).

En este TFG, se ha valorado la utilidad de este método para estimar la temperatura del flujo de aire a la salida de la cámara de evaporación asumiendo que la entalpía de vaporización de la salmuera es conocida y también su temperatura de equilibrio en el interior de la cámara. A continuación, se muestra la ecuación en la cual se basarían los cálculos para resolver el problema de la cámara de evaporación por este método.



$$[\Delta T * C_p(T_e)] + \Delta P = \rho_v * (T_e) * \Delta H_{vap}(T_e) \quad Ec. 14$$

Los términos que interviene para el cálculo son la diferencia de temperaturas “ ΔT ” del flujo de gas entre la entrada y la salida de la cámara, el calor específico a presión constante del gas “ $C_p(T_e)$ ” a la temperatura de equilibrio del vapor generado, “ ρ_v ” es la densidad volumétrica para el gas a la misma temperatura que el calor específico. También interviene la diferencia de presión entre la entrada del gas y la salida del vapor generado “ ΔP ”, finalmente aparece el término más importante de la ecuación, que es la entalpía de vaporización “ H_{vap} ” de la salmuera, lo que a priori suponía una gran ventaja de este método, ya que esta depende de la temperatura y la salinidad del líquido, dos parámetros clave para el proceso de evaporación como se ha explicado previamente.

Finalmente se ha optado por descartar este método, a pesar de la importancia que supone incluir la entalpía de vaporización, por diversos motivos. Uno de los más importantes es que no tiene en cuenta en ningún momento las humedades relativas del aire a la entra o la salida de la cámara, que como se viene recalando a lo largo del estudio, es uno de los parámetros clave debido al proceso que se está llevando a cabo en la cámara. Además, este método no tiene en cuenta la eficiencia del proceso, ni tampoco establece una relación directa entre el caudal de aire y el de producción de vapor. Lo anterior puede deberse a que es un método concebido para determinar experimentalmente la entalpía de vaporización, lo que no es el objetivo del proceso en estudio en este TFG.

10.3.4 Modelo simplificado de Lage y Campos

La principal diferencia entre el modelado que llevan a cabo por Lage y Campos (2004) y el correspondiente a una cámara en modo *semi batch* como la que se está analizando es, como se puede ver en la Figura 26, que existe una entrada de líquido a evaporar continua junto con una salida por lo que se trata de un régimen continuo, lo que va a suponer diferencias en los resultados. Aun así, hay una serie de ecuaciones que podrían ser válidas para poder caracterizar la cámara y dar una estimación de la producción de vapor, lo que al final permitiría conocer las



dimensiones aproximadas que debería de tener la cámara de evaporación, a expensas de implementar un cálculo transitorio que ha quedado fuera del alcance del TFG.

A continuación, se explicará el método de cálculo que se ha implementado acorde a Lage & Campos (2004)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 \frac{1 - Y_5}{Y_5 - Y_3} \quad Ec. 15$$

$$E = \frac{\dot{m}_5 * \lambda_5}{\dot{m}_3 * C_{p,3} * (T_3 - T_7)} \quad Ec. 16$$

Con estas dos ecuaciones se puede calcular la producción de vapor imponiendo una serie de hipótesis, ya que por ejemplo la humedad relativa del estado 5, no es conocida, pero si se puede imponer que es el 100% o un valor cercano a la saturación para maximizar la producción de vapor. Donde todos los términos ya han sido descritos en algún momento, salvo “ λ ” que es el calor latente de vaporización del líquido, es decir, de la salmuera para este caso, y la fracción másica “ Y ”, a través de la cual se conoce la concentración de vapor, lo que después se puede relacionar con la humedad relativa.

También habría que definir “ E ”, que es la eficiencia de la cámara de evaporación. Precisamente la presencia de un parámetro de eficiencia de la cámara es uno de los aspectos interesantes de este método pues puede ser impuesto. En el mejor de los casos se le podría asignar el valor $E = 1$ para unas condiciones de diseño ideales, aun sabiendo que en condiciones reales de evaporación se va a reducir ligeramente. El resto de parámetros serán conocidos o se podrán obtener al ser propiedades termodinámicas de un fluido cuyo estado es conocido, como el caso del calor específico y calor latente de vaporización. Para poder resolver las ecuaciones y obtener un valor para el caudal de vapor se debe aplicar un proceso de cálculo iterativo, despejando de la ecuación 15 el cociente entre el caudal másico de aire entre el de vapor y sustituyéndolo en la ecuación 16 para comenzar el proceso iterativo igualando a 0 esta ecuación, hasta conseguir una temperatura de líquido de equilibrio en la cámara de evaporación que satisfaga la ecuación.



10.4 Selección del modelo de cálculo

Recapitulando todo lo anterior, se han explicado 4 métodos de cálculo diferentes, y a continuación se van a dar los motivos por los cuales se ha optado por usar el modelo simplificado planteado por Lage y Campos para resolver esta cámara de evaporación.

El primero que se plantea es el método completo de Lage y Campos, que a pesar de que el modelo transitorio de burbuja sobrecalentada desarrollado por Lage y Campos ofrece una herramienta avanzada y detallada para el diseño de cámaras de evaporación por contacto directo, su complejidad y la necesidad de técnicas numéricas sofisticadas lo sitúan por encima del nivel académico esperado para un Trabajo de Fin de Grado. Además, la validación experimental de este modelo demanda equipamiento especializado y tiempo considerable, lo cual excede las capacidades típicas disponibles durante la elaboración de un TFG.

Buscando evitar este nivel de complejidad de cálculo, el siguiente método que se plantea se basa en usar balances de masa y energía suponiendo que el proceso que ocurre en la cámara de evaporación es una simple saturación de aire adiabático tal y como refleja Al-Harabsheh a. Este método a pesar de estar validado y ser totalmente correcto, en este caso se ha decidido por prescindir de este debido a los resultados que arroja sobre el papel, dando como resultado una masa de producción de vapor superior a la masa de aire de evaporación como veremos a continuación.

Se realizan los cálculos según todo lo explicado previamente, en el apartado 10.3.2, partiendo de los cálculos ya realizados para el Fresnel, es decir, se usan los resultados para el aire que ofrece el Fresnel para arrancar el cálculo de la cámara de evaporación. Inicialmente se realiza una caracterización de los dos equipos trabajando en conjunto, siguiendo el patrón de variación de caudal que se realizó para el LFC, donde se fijan las condiciones de funcionamiento acorde a la Tabla 6 y la Tabla 14, en referencia a los datos necesarios para el Fresnel y la siguiente tabla para la cámara de evaporación.



Tabla 17: Condiciones de operación en la cámara de evaporación para el modelado como saturador.

| | | |
|-------------------------------------|-------------|-------------|
| Temperatura del líquido [°C] | T_L | 60 |
| Salinidad inicial [g/L] | S_b | 70 |
| Salinidad de saturación [g/L] | S_{sat} | 290 |
| DTT | | 5.0 |
| Presión del líquido [Bar] | P_L | 1.0 |
| Presión del vapor generado [Bar] | $P_{b,gas}$ | 1.0 |
| Temperatura del vapor generado [°C] | $T_{b,gas}$ | $T_L + DTT$ |

Según los datos de la Tabla 17 y mediante la utilización del software Python se han programado todos los cálculos necesarios y los resultados obtenidos corresponden con lo esperado y explicado previamente, como se muestra a continuación.

Tabla 18: Resultados modelado cámara de evaporación como saturador.

| \dot{m}_a [Kg/min] | T_a [°C] | \dot{m}_v [Kg/min] | W_c [KW] |
|----------------------|------------|----------------------|------------|
| 2,4 | 347,31 | 3,03 | 1,87 |
| 3,6 | 277,73 | 5,52 | 2,81 |
| 4,8 | 232,69 | 8,22 | 3,74 |
| 6 | 202,49 | 10,98 | 4,68 |
| 7,2 | 181,19 | 13,74 | 5,62 |
| 8,4 | 165,49 | 16,56 | 6,55 |
| 9,6 | 153,46 | 19,38 | 7,49 |
| 10,8 | 143,98 | 22,14 | 8,42 |
| 12 | 136,32 | 24,96 | 9,36 |
| 13,2 | 130,00 | 27,78 | 10,30 |
| 14,4 | 124,7 | 30,6 | 11,23 |
| 15,6 | 120,2 | 33,42 | 12,17 |



Llegado este punto, lo interesante es ver estos datos reflejados en una curva para poder apreciar mejor el comportamiento de la cámara de evaporación respecto de lo que ofrece el Fresnel, así es posible hacerse una idea de cómo será el ritmo de evaporación en función del aire, que como se espera según como se han realizado los cálculos, a menor temperatura la producción de vapor será mayor debido a que se está trasegando una mayor cantidad de aire.

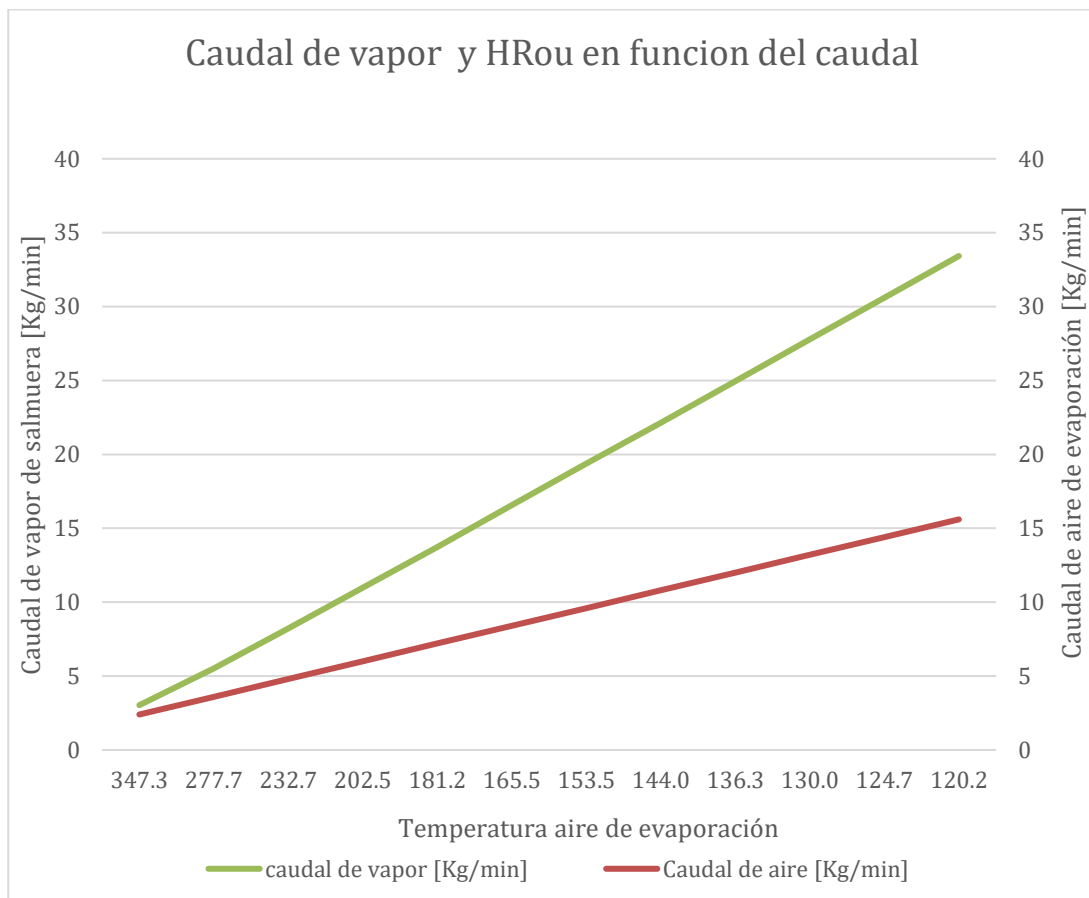


Figura 28: Resultados modelado cámara de evaporación como saturador

Finalmente se ha decidido por no utilizar este método para calcular el caudal de vapor generado ya que genera una serie de incongruencias, por ejemplo la proporción en la que se genera vapor debería ser similar en todos los casos, y aquí se aprecia muy rápido que esto no se cumple, ya que para altas temperaturas la producción de vapor es ligeramente superior pero para bajas temperaturas se dispara la producción de vapor respecto a el caudal de aire pasando a ser algo



superior al doble. También sería lógico que la producción de vapor siempre sea menor a el caudal de aire de evaporación, y en este caso ocurre todo lo contrario, además de que si el aire entra a más temperatura debería ser capaz de evaporar una mayor cantidad de líquido debido a que estaría entrando en contacto con este a mayor energía y por tanto debería de generarse más vapor.

El siguiente método por el que se decidió optar es esta basado en un balance de energía volumétrico, el cual refleja los datos por metro cúbico y ofrecía la ventaja, a priori, de incluir la entalpía de vaporización de la salmuera en los cálculos, pero nuevamente los resultados ofrecidos por este método no eran concluyentes.

Finalmente, se decide optar por el método simplificado resuelto por Lage y Campos, con el cuál se obtiene una aproximación más que correcta al modelo de burbuja sobrecalentada que el mismo desarrolló. En este caso los resultados sí encajan con lo que debería de ocurrir previsiblemente, en concreto para una temperatura aproximada de 300 °C, tal y como se refleja más adelante en Figura 30, da como resultado una producción de vapor en torno a 1 kilogramos por minuto por cada 10 kilogramos minuto de aire que llegan a la cámara. Aprovechando esto, se abre la posibilidad de aplicar una evolución cuasi-dinámica, lo que permitiría tener una idea de las dimensiones que deberá tener la cámara de evaporación, y de la producción diaria que podría darse en la cámara, lo que se ha decidido descartar ya que se tendría que suponer un volumen inicial para la salmuera o bien unas dimensiones de la cámara.

Además de todo lo mencionado previamente, el método de Lage y Campos ofrece la ventaja de poder añadir el parámetro de eficiencia de la cámara, lo que supone una ventaja a la hora de especificar como se realiza la evaporación, ya que cuanto mayor sea esta, menos energía hará falta para evaporar una determinada cantidad de líquido. Además, da la posibilidad de calcular la temperatura de equilibrio de la salmuera, no como en los demás métodos en los cuales hay que imponerla. Esto último sería especialmente útil si se pudiese implementar el análisis transitorio de la cámara, ya que como se refleja cualitativamente en la Figura 25, esta es variable con el paso del tiempo, por lo que daría una producción de vapor más cercana a la realidad.



No todo en el método simplificado de Lage y Campos son ventajas, ya que por ejemplo no tiene en cuenta la salinidad de la salmuera, ni la de saturación, por tanto no se puede saber en qué momento del proceso de evaporación comienza a precipitar sal.

En la siguiente sección se detalla el procedimiento y los resultados de la caracterización de la cámara de evaporación para el método seleccionado.

10.5 Resultados para la cámara de evaporación con el modelo finalmente seleccionado

En función del modelo explicado y seleccionado previamente, se ha optado por realizar una caracterización de la cámara de evaporación para comprobar que el comportamiento es lógico y acorde a los resultados que obtienen Lage y Campos. Para ello se ha resuelto el modelo matemático correspondiente y se han impuesto datos acordes a lo que puede llegar a ofrecer el Fresnel, es decir, se han dado valores de caudal y temperatura dentro del rango que ofrece el Fresnel para una presión de 1,48 bar a la entrada de la cámara de evaporación. A continuación se recogen todos los datos necesarios para la caracterización en las siguientes tablas.

Tabla 19: Parámetros para la caracterización de la cámara

| | | |
|--|-------------|---------------|
| Temperatura de entrada [°C] | T_a | [200,0-350,0] |
| Presión de entrada [Bar] | P_a | 1,48 |
| Caudal de aire caliente [Kg/min] | \dot{m}_a | [2,0-15,0] |
| Humedad relativa del aire de entrada [%] | $h_{r,a}$ | 0,9 |
| Presión de la salmuera [Bar] | P_b | 60,0 |
| Salinidad inicial de la salmuera [Kg/Kg(agua)] | S_b | 0,07 |
| Humedad relativa del vapor generado [%] | $h_{r,v}$ | 90 |
| DTT | | 5,0 |
| Eficiencia de la cámara de evaporación | E | 0,9 |



A partir de estos se realizan todos los cálculos necesarios acorde al modelo y se obtienen los siguientes resultados, que se han tabulado y posteriormente graficado para ver el comportamiento de la cámara de evaporación, en términos de temperatura de la salmuera (Tabla 20, Figura 29), relación entre la producción de vapor y el aire de evaporación (Tabla 21, Figura 30), y finalmente la evolución de la producción de vapor para un determinado caudal (Tabla 22, Figura 32), todos en función de las condiciones de operación en cuanto a caudal y temperatura del aire de evaporación. Tanto para el caso de la temperatura de salmuera como para el cociente de caudales no es necesario imponer un caudal de aire, como si ocurre para caracterizar la producción de caudal, donde se muestra el caso de operar con 6 kg/min y 12 kg/min de caudal de aire de evaporación

Tabla 20: Resultados caracterización temperatura de la salmuera

| $T_{in,a}$ [°C] | T_b ((hr = 0.5) [°C] | T_b ((hr = 0.7) [°C] | T_b ((hr = 0.9) [°C] |
|-----------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 200 | 51,4 | 45,13 | 40,59 |
| 210 | 52,58 | 46,22 | 41,61 |
| 220 | 53,69 | 47,25 | 42,59 |
| 230 | 54,77 | 48,24 | 43,53 |
| 240 | 55,79 | 49,2 | 44,43 |
| 250 | 56,78 | 50,11 | 45,3 |
| 260 | 57,73 | 50,99 | 46,13 |
| 270 | 58,65 | 51,84 | 46,94 |
| 280 | 59,53 | 52,66 | 47,72 |
| 290 | 60,38 | 53,45 | 48,47 |
| 300 | 61,21 | 54,22 | 49,19 |

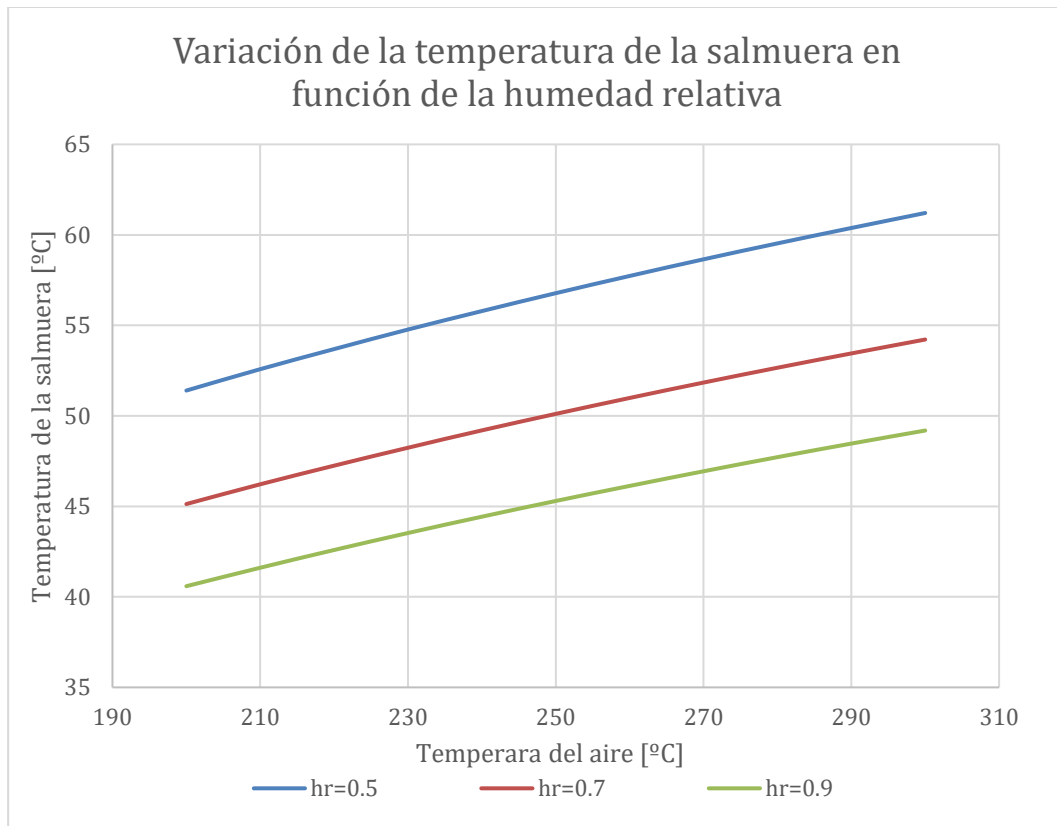


Figura 29: Temperatura de equilibrio de la salmuera en función de la temperatura del aire de entrada para diferentes valores impuestos de la humedad relativa a la salida de la cámara.

En esta primera gráfica de resultados (Figura 29), se busca demostrar la relación que existe entre la humedad relativa que contiene el vapor generado a la salida de la cámara de evaporación con la temperatura de la salmuera para una determinada temperatura del aire de evaporación. Como se explicó anteriormente, el aire de evaporación cede calor a la salmuera, y cuanto mayor sea este intercambio, mayor será la humedad relativa del aire a la salida de la cámara, lo que significa que ha habido una gran evaporación a la par que mucha cesión de calor. Para controlar esto, y asegurar siempre la mayor producción de vapor posible, se fija el valor de DTT entre 0 y 5 °C, ya que en todos los experimentos previos en los que se ha estudiado el burbujeo, el fluido gaseoso siempre tiende a igualarse al líquido en temperatura como ya se comentó previamente.



Si se decide usar el valor mínimo se estará consiguiendo la máxima producción de vapor posible, ya que significa que el vapor esta saliendo de la cámara a la misma temperatura que el líquido, mientras que si se toma el valor de 5°C, se está reduciendo la transferencia de calor debido a los 5°C mas que se enfría el aire, necesitando más energía en el aire para lograr la misma producción de vapor, que imponiendo 0°C de diferencia.

En resumen, lo mas beneficioso para la producción de vapor es maximizar la cesión de calor a la salmuera, esto se puede observar de manera más clara en la Figura 30, mostrada a continuación, donde se vuelve a representar las curvas de humedad relativa, pero esta vez se relacionan directamente con la producción de vapor a través del cociente entre el caudal de vapor generado y el aire de evaporación acorde a la ecuación 14. Si se fija cualquier temperatura en la gráfica y se busca el corte con las curvas de humedad relativa para obtener el valor del cociente, se observa que no hay mucha diferencia en evaporar a 0,50 y 0,90 de humedad relativa a la salida.

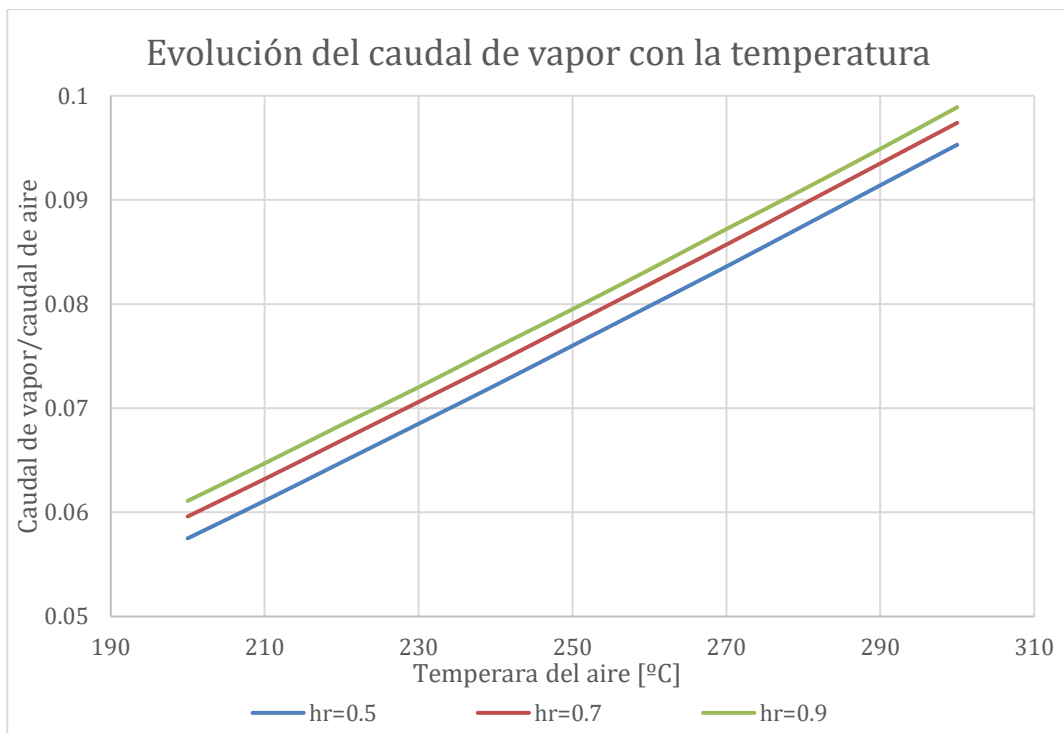


Figura 30: cociente entre caudal de vapor generado y aire caliente en función de la humedad relativa



Esto toma especial importancia cuando se trasiegan valores de caudal muy altos, ya que el vapor generado es directamente proporcional al caudal de aire. En este caso, donde se van a trasiegar caudal muy pequeños no es de gran relevancia la humedad relativa a la salida, pero por la posibilidad de aplicar esta tecnología a procesos industriales en los cuales los cuadales de trabajo si serán considerables, se realizarán los cálculos en función de la máxima humedad relativa posible, la cual se esta fijando en 0,9 por cuestiones de diseño.

Tabla 21: Relación entre vapor producido y aire de evaporación

| $T_{in,a}$ [°C] | $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ ((hr = 0.5)) | $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ ((hr = 0.7)) | $\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ ((hr = 0.9)) |
|-----------------|--|--|--|
| 200 | 0,0575 | 0,0596 | 0,0611 |
| 210 | 0,0611 | 0,0632 | 0,0647 |
| 220 | 0,0648 | 0,0669 | 0,0684 |
| 230 | 0,0685 | 0,0706 | 0,072 |
| 240 | 0,0722 | 0,0743 | 0,0758 |
| 250 | 0,076 | 0,0781 | 0,0795 |
| 260 | 0,0798 | 0,0819 | 0,0833 |
| 270 | 0,0836 | 0,0857 | 0,0872 |
| 280 | 0,0875 | 0,0896 | 0,091 |
| 200 | 0,0575 | 0,0596 | 0,0611 |
| 210 | 0,0611 | 0,0632 | 0,0647 |

Tanto en la Figura 29 como en la Figura 30, se tomaron los datos de la Tabla 19, con la única diferencia de la temperatura del aire, que para estas se ha limitado en 200 °C el mínimo. Esto es debido a que lo único que se quiere demostrar con estas dos gráficas es el comportamiento de la cámara, resultando estos valores válidos para cualquier configuración de cámara de evaporación a la cual se le aplique el mismo modelo de cálculo que se decidió implementar en este estudio.

Otra de las diferencias claves con la Tabla 19, es que no se ha fijado la humedad relativa en 0,9, si no que se ha dejado variable entre el 50% y el 90% para entender mejor el efecto que esta tiene sobre la capacidad de generar vapor.



Tabla 22: Caracterización producción de vapor

| $T_{in,a}$ [°C] | \dot{m}_v ($\dot{m}_a = 6$) [Kg/min] | \dot{m}_v ($\dot{m}_a = 12$) [Kg/min] |
|-----------------|--|---|
| 200 | 0,367 | 0,733 |
| 210 | 0,388 | 0,776 |
| 220 | 0,410 | 0,82 |
| 230 | 0,423 | 0,865 |
| 240 | 0,454 | 0,909 |
| 250 | 0,477 | 0,955 |
| 260 | 0,500 | 1,0 |
| 270 | 0,523 | 1,04 |
| 280 | 0,546 | 1,09 |
| 290 | 0,569 | 1,13 |
| 300 | 0,593 | 1,18 |
| 310 | 0,617 | 1,23 |
| 320 | 0,641 | 1,28 |
| 330 | 0,665 | 1,33 |

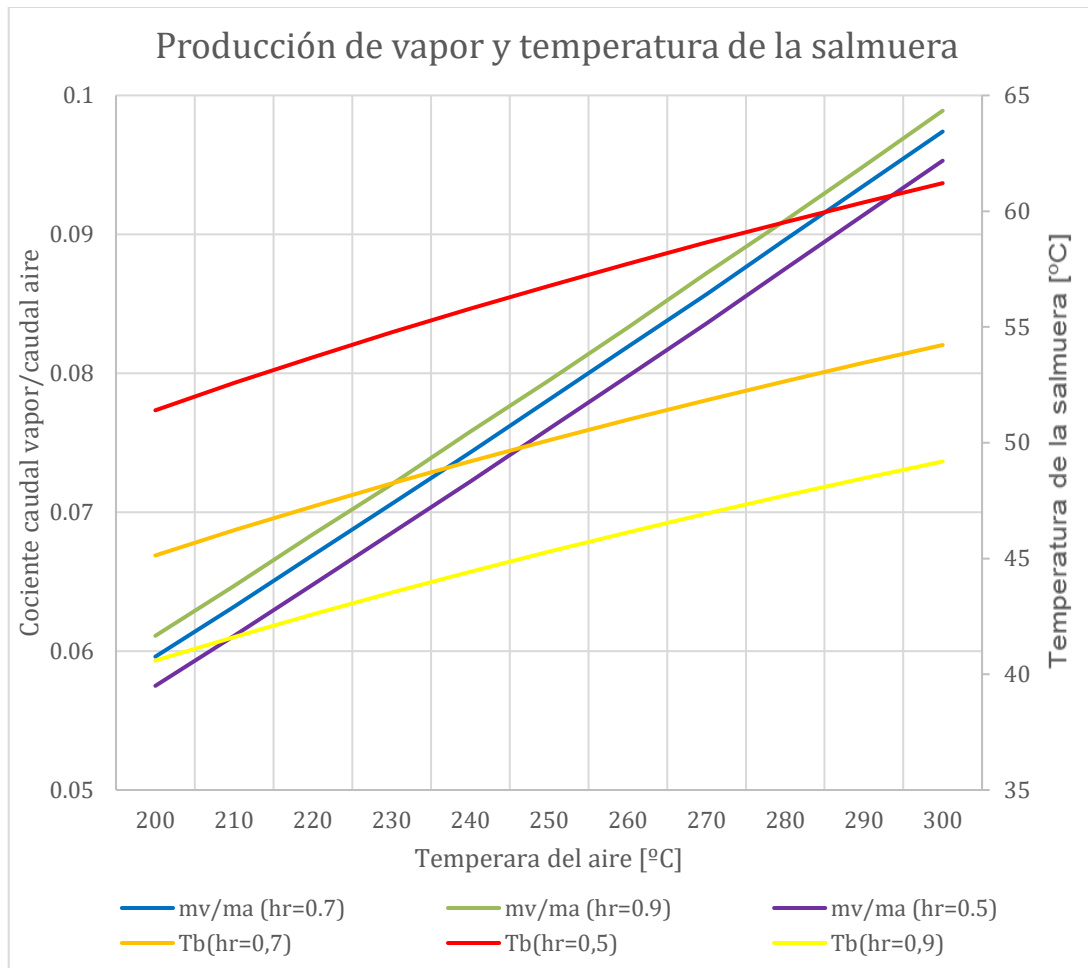


Figura 31: Evolución del caudal con la temperatura de la salmuera

Respecto a la Figura 31, se muestra cómo afecta la temperatura del aire proveniente del Fresnel a la temperatura de la salmuera y a el cociente entre caudal de vapor generado y caudal de aire, donde a mayor temperatura del aire, mayor será tanto la temperatura de la salmuera como el cociente de caudales, dejando claro por tanto, que cuanto mayor sea la temperatura del aire, más va a beneficiar al proceso de evaporación

Lo siguiente que se expone acorde a la Figura 32, es la caracterización de la cámara, donde se han usado las ecuaciones del modelo matemático descrito junto con los datos dados en la Tabla 19, en este caso sin modificaciones. De esta manera se puede ver cómo trabaja la cámara de evaporación en función de las condiciones del caudal de aire de evaporación, que como era de esperar, a medida que



aumenta la temperatura del aire aumenta la temperatura de salmuera y el cociente de caudales, y cuanto mayor sea este, mayor será la cantidad de vapor generado. Con esto último también se refuerza la explicación anterior en la cual se hablaba de la influencia de la humedad relativa sobre el vapor generado, en la cual se menciona que a mayor caudal, mayor es la influencia de la humedad relativa.

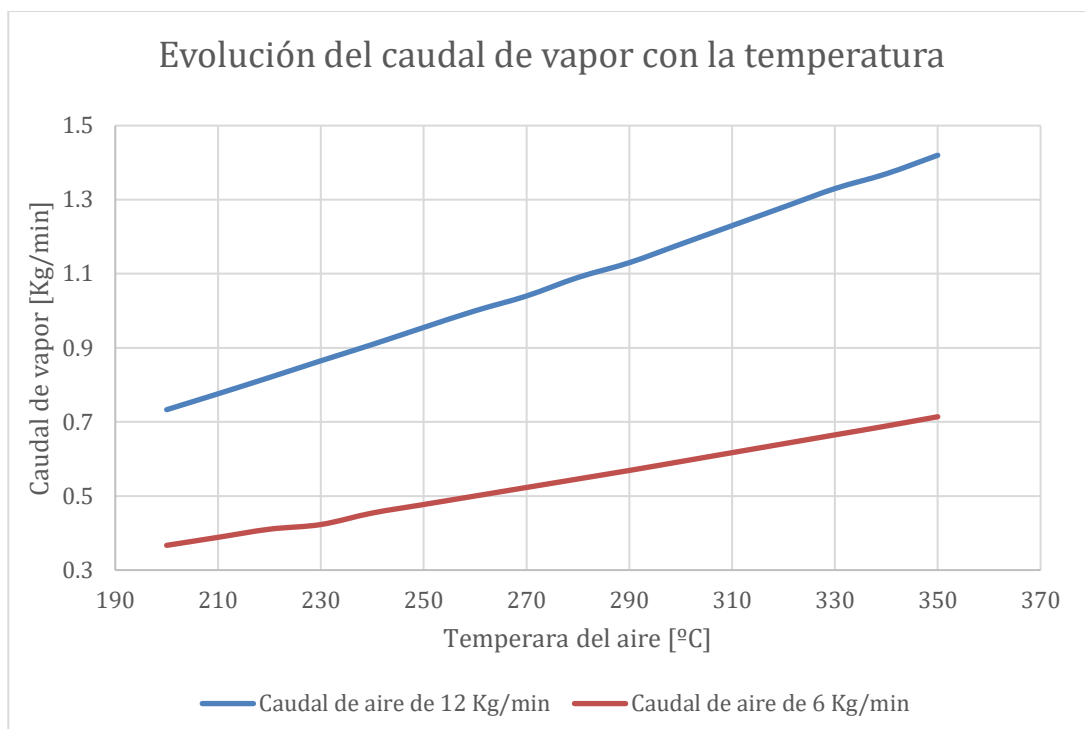


Figura 32: producción de vapor en función de la temperatura de entrada para varios caudales de aire

Llegado este punto, si se considera que la producción de vapor es constante a lo largo del tiempo, suponiendo que la cámara de evaporación es lo suficientemente grande como para que no se vea afectada la producción de vapor por el aumento de salinidad como por la condensación de sales como se muestra en la Figura 24 y Figura 25, y por el cambio de volumen de líquido en la cámara, se podría dar el dato de cuanto vapor se genera en un determinado espacio de tiempo, para tener algo parecido a una producción diaria idealizada.



Realmente para que sea diaria, se debería haber realizado un régimen transitorio tanto para la producción del Fresnel como para la cámara de evaporación, pero como ya se ha explicado en secciones anteriores, esto es algo que se sale de los alcances de este estudio.

Con los datos recogidos en la Figura 32, suponiendo un caudal de 6 kilogramos por minuto y una temperatura del aire de evaporación de 270°C, se obtiene que la producción de vapor es de 0,523 kilogramos por minuto acorde a los resultados de la Tabla 22, por tanto, se puede decir con total seguridad que la producción de vapor ,idealizada según lo expuesto anteriormente, por cada hora de funcionamiento de la cámara de evaporación será de 31,38 Kilogramos para 6 kg/min, pero si se decidiese aumentar el caudal a 12 Kg/min, la producción de vapor sería de 1,04 kilogramos por minuto, lo que es exactamente el doble, y por tanto la producción de vapor en una hora de funcionamiento será de 62,76 kilogramos.

Con esto se puede concluir indicando que el caudal de aire de evaporación es mucho más dominante a la hora de producir vapor que la temperatura, lo que queda claramente reflejado tanto en la Tabla 22 como en la Figura 32, donde la máxima producción de vapor para 6 kilogramos por minuto es ligeramente inferior a la mínima producción para 12 kilogramos por minuto, y teniendo en cuenta que la diferencia de temperaturas es de 150°C, está claro que si se quiere aumentar la producción de vapor lo más fácil es aumentar el caudal de aire.



11 Caracterización del sistema completo

Siguiendo el esquema presentado en la Figura 11, la cual reflejamos nuevamente a continuación, se muestran los resultados de unir los 3 modelos que se han desarrollado en los apartados previos.

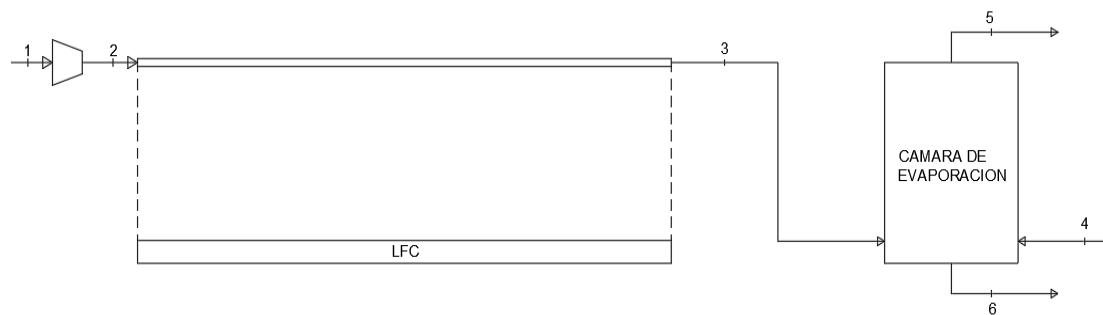


Figura 33: Esquema básico de la instalación

El primero equipo que aparece en dicha figura es un compresor, el cual se ha calculado aplicando una evolución adiabática al paso del aire por este, después aparece el LFC, cuyo modelo extraído de las ecuaciones de Famiglietti y Lecuona (2021), fue validado y adaptado a las necesidades de este proyecto, y finalmente en la cámara de evaporación, aplicando directamente en método simplificado del modelo de burbuja sobrecalentada de Lage y Campos (2004), que también fue verificado y del cuál se obtienen resultados completamente lógicos, en base a todo esto se unifican todos los cálculos en cascada.

Lo primero que se hace, partiendo de las condiciones atmosféricas para el aire, es someterlo al proceso de evolución adiabática tal y como se acaba de explicar, con los resultados que arroje este cálculo para las condiciones del aire, se inicia el modelo del Fresnel explicado en el apartado 6, y nuevamente los resultados que se obtienen aquí para el aire, son con los que se inicia el modelo simplificado para la cámara de evaporación, cuyos resultados veremos a continuación. Lo anterior se ejecuta para un punto de funcionamiento determinado basado en la producción del Fresnel y bajo la hipótesis de que esta producción es capaz de mantenerse estable durante un determinado tiempo, podría estimar idealmente una masa de vapor generado y no solo un caudal.



Aunque lo ideal sería tener la producción de calor diaria del Fresnel para poder dimensionar la cámara de evaporación en función de las variaciones que existen en términos de irradiancia y producción solar. Esto proporcionaría caudales diferentes en cada momento del día, ya que si exige una temperatura determinada, el control del Fresnel tendría que aumentar o disminuir el caudal de aire en función de esto, provocando cambios en la producción de vapor. Tal y como se explicó en la sección de antecedente es algo que se escapa del alcance de este estudio, ya que conocer la producción diaria de vapor no es el objetivo. Esto último, junto con la dificultad de cálculo del modelo de burbuja sobrecalentada de Lage y Campos, son los causantes no haber aplicado este modelo, ya que no tenía sentido generar un transitorio en la cámara de evaporación suponiendo que la inyección de aire sería uniforme y constante en términos de caudal y temperatura cuando realmente no sería así.

Ahora que ya se ha explicado todo lo necesario para poder comprender los cálculos y el procedimiento que se ha llevado a cabo podemos finalmente exponer los resultados para la producción de vapor. Las condiciones de operación ya se han recogido en tablas anteriores, encontrando las del aire atmosférico en la Tabla 6, donde también están las condiciones de operación para el Fresnel y en la Tabla 19 todo lo referente a la cámara de evaporación. Por tanto, el resultado final que mostrará a continuación será muy similar a la Figura 32, ya que con la caracterización global del sistema se busca ver la producción de vapor cuando los 3 equipos funcionan conjuntamente, cuyas curvas saldrán muy similares a las de dicha figura, ya que los valores que se tomaron para caracterizar la cámara de evaporación están dentro del rango de operación del Fresnel.



Tabla 23: Resultados caracterización global

| \dot{m}_a [Kg/min] | $T_{in,a}$ [°C] | \dot{m}_v [Kg/min] | $T_{b,l}$ [°C] | W_c [KW] |
|----------------------|-----------------|----------------------|----------------|------------|
| 3,0 | 315,50 | 0,314 | 51,92 | 2,79 |
| 4,5 | 249,84 | 0,355 | 47,28 | 4,19 |
| 6,0 | 210,47 | 0,385 | 43,95 | 5,58 |
| 7,5 | 185,01 | 0,412 | 41,50 | 6,98 |
| 9,0 | 167,37 | 0,438 | 39,64 | 8,37 |
| 10,5 | 154,50 | 0,464 | 38,17 | 9,77 |
| 12,0 | 144,70 | 0,490 | 36,99 | 11,16 |
| 13,5 | 137,00 | 0,515 | 36,02 | 12,56 |

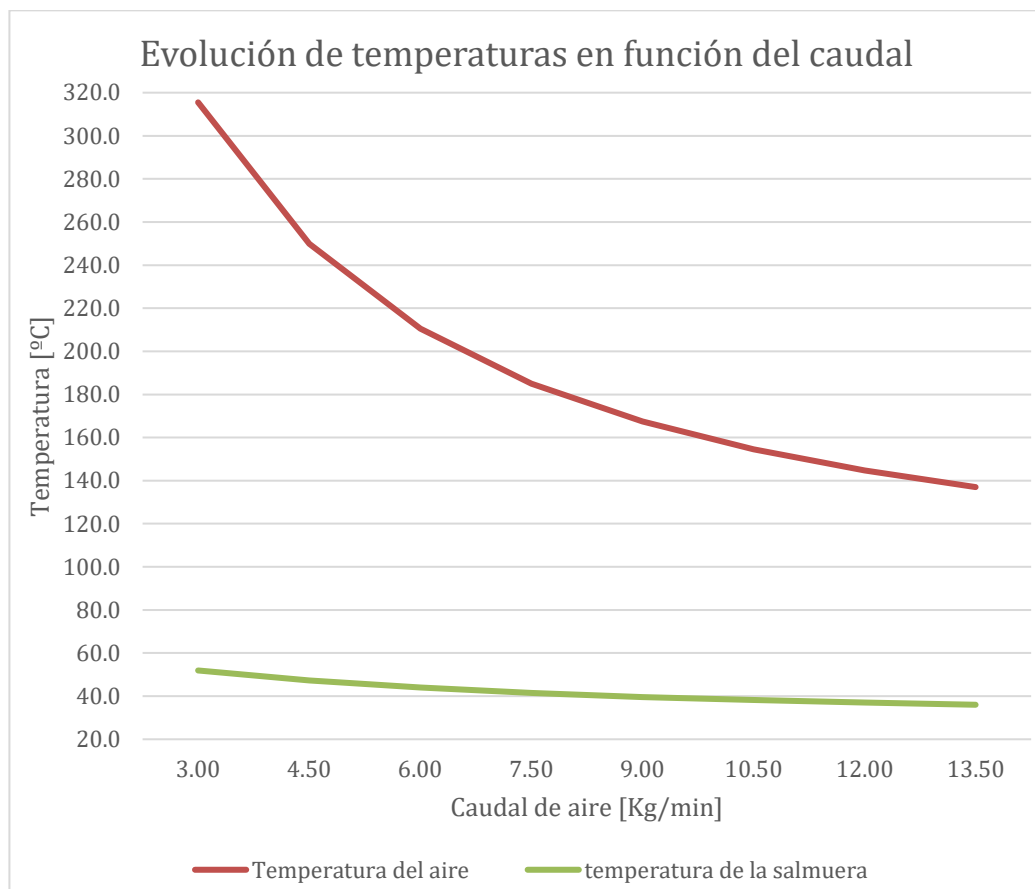


Figura 34: Caracterización de la temperatura de los fluidos en la cámara de evaporación



De la Tabla 23 se obtienen los resultados necesarios para realizar la gráfica de la Figura 34, donde como se refleja la evolución de la temperatura del aire y la de la masa líquida de salmuera, la cual es de gran importancia debido a la transferencia de calor que se lleva a cabo en la cámara. Como es lógico, a mayor temperatura del aire, mayor será la de la salmuera, ya que el aire cede más calor hasta alcanzar la condición impuesta de que el vapor generado, que viene a ser aire casi en saturación de vapor de agua, sale a la temperatura de la salmuera más una diferencia de temperatura (DTT), establecida en 5.0, ya que la eficiencia de la cámara no es del 100%, como se refleja en la Tabla 19.

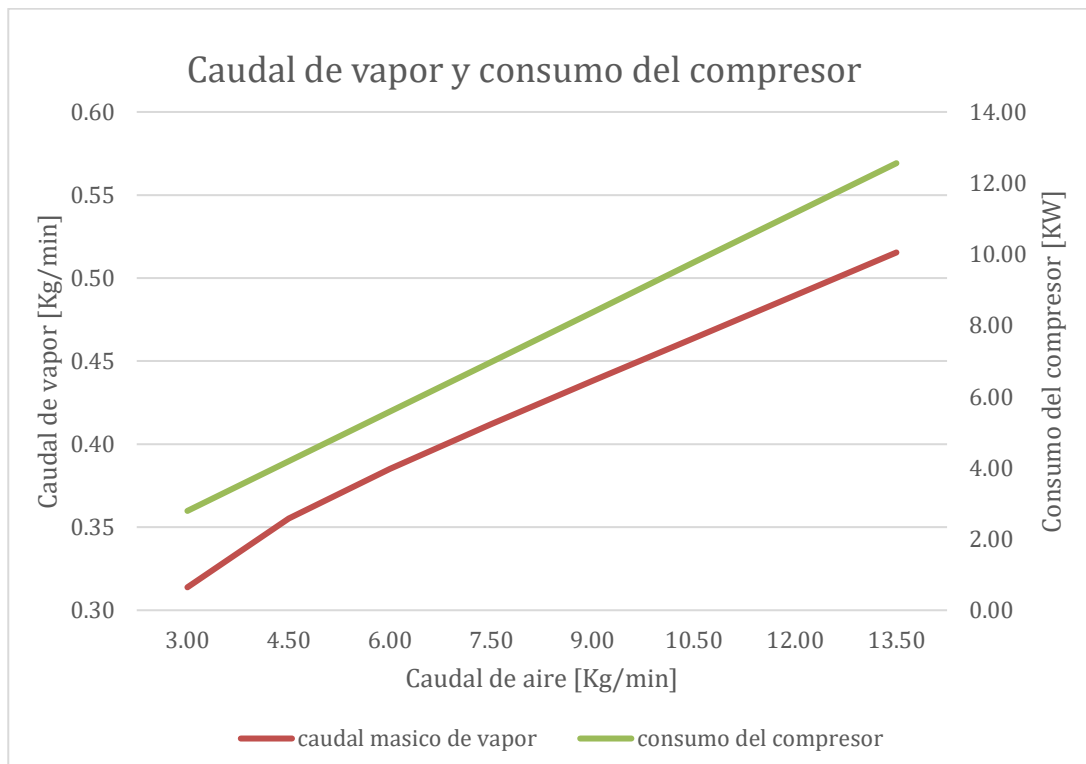


Figura 35: Caracterización de la producción de vapor para el sistema completo

Como era de esperar, acorde a todo lo explicado previamente, a mayor caudal la producción de vapor es mayor, coincidiendo también con el punto en el que menor es la transferencia de calor entre el aire y la salmuera como podemos ver en la Figura 34, ya que la diferencia entre ambas temperaturas es menor, y como ya se mencionó en el apartado de la caracterización de la cámara, cuanto mayor es la transferencia de calor entre ambos fluidos, menor será la producción de vapor.



En este caso se ha optado por ver el consumo del compresor, ya que es el único parámetro con el que se puede medir lo que cuesta evaporar una determinada cantidad de salmuera, y el único parámetro del que podemos obtener un rendimiento de la instalación. Además si se compara la Figura 32 y la Figura 35, es muy fácil apreciar cómo la tendencia de la producción de vapor es la misma, a ser mayor a medida que aumenta el caudal y disminuye la temperatura.

El no poder aplicar un análisis transitorio en la cámara de evaporación provoca que no se pueda dar una producción diaria de vapor, y tampoco no se pueda dimensionar la cámara ni dar un volumen de líquido que se puede evaporar. Por tanto es un factor limitante si hablamos del diseño de la cámara, pero que afecta en menor medida a la hora de realizar la caracterización, siempre aplicando una serie de hipótesis como se ha realizado en este TFG.



12 Aprovechamiento/provecho/utilización del vapor generado/¿precalentamiento de la salmuera?

12.1 Posibles aplicaciones para el vapor generado

La idea en este apartado es hablar de todas las ideas que se han planteado para aprovechar la energía residual del vapor generado en la cámara de evaporación, ya que existen infinidad de aplicaciones para aprovechar esta energía. Se puede pensar desde usarlo para otros procesos completamente ajenos al sistema ZLD como en procesos de climatización, o también se puede implementar para aumentar la eficiencia del propio sistema ZLD, de forma que se utilice para aprovechar el calor o aumentar la producción de agua de consumo mejorando el rendimiento global, contando con la existencia de una planta desaladora. Las ideas que más han llamado la atención se basan en precalentar la salmuera y en aumentar la producción de agua dulce, como veremos a continuación.

12.2 Precalentamiento de la salmuera

Como uno de los requisitos para el correcto funcionamiento de la cámara de evaporación es la temperatura de la salmuera, la cual como ya se vio en los primeros capítulos en los que se introduce los diferentes tipos de métodos de desalación más comunes que existen, en el caso de las plantas de ósmosis inversa, el rechazo se obtiene a temperatura ambiente, por lo que es necesario llevarla hasta una temperatura entre 50 y 70 °C, uno de los posibles métodos es usar el calor de condensación del vapor generado para precalentar la salmuera. Esta opción se considera como la más aconsejable y es práctica habitual en cualquier proceso de desalación basado en la destilación.

El precalentamiento de la salmuera se puede aplicar de varias maneras, dos de ellas expuestas a continuación. La primera supone implementar un intercambiador de calor tipo carcasa-tubo como depósito de reserva para poder operar en configuración *semi batch* y la segunda es implementar una bomba de calor.



12.2.1 Intercambiador de calor en el tanque de reserva

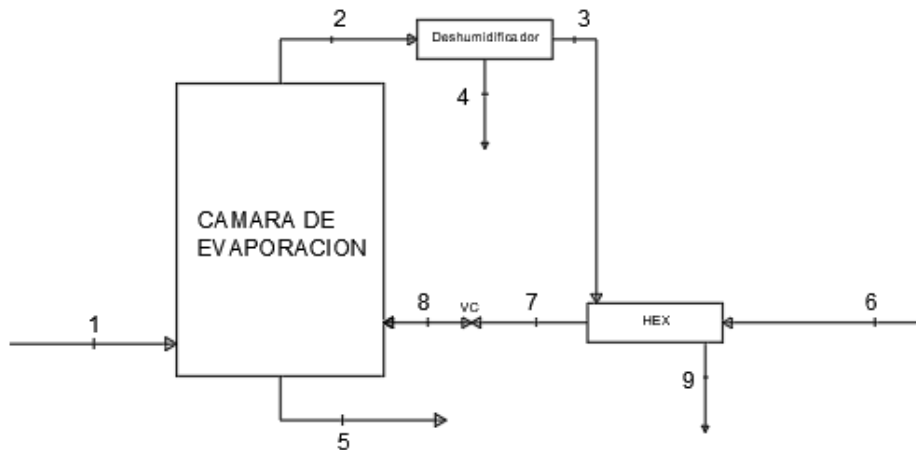


Figura 36: Posible diseño de precalentamiento de salmuera

El primer inconveniente que presenta esta solución es la posibilidad de que el aire con alto contenido en humedad relativa pueda llegar a su punto de rocío si se enfría demasiado. Teniendo en cuenta que el vapor se obtiene una temperatura aproximada a la de la salmuera, y tratándose de una masa de salmuera fría estacionaria a calentar, en los primeros compases del proceso, el aire saldrá a una temperatura cercana a la de la salmuera, es decir, unos 20-25°C, donde seguramente condense el aire. Esto presenta problemas de condensación, por ello es esencial añadir un deshumidificador previo a este proceso para evitarla.

Efecto de implementar un intercambiador estacionario, llegara un momento en cual se alcance un equilibrio térmico en el cual el aire de desecho, reflejado con el número 9 en la Figura 36, provocando que exista calor aprovechable todavía en este aire al que se le pueden dar diferentes usos como en procesos de climatización en los que se busque un aire relativamente caliente y muy bajo de humedad relativa, ya que este parámetro es variable en función del deshumidificador que se implemente para las necesidades correspondientes. Además de lo ya comentado en cuanto a inconvenientes es importante comentar la principal ventaja, que es aprovechar la energía residual del vapor generado para precalentar la salmuera, conllevando esto a un ligero aumento de la producción de agua dulce.



12.2.2 Uso de bomba de calor

Esta idea se ha obtenido conforme a Al-Harahsheh (2010), quien en su estudio plantea varias opciones para maximizar la producción de agua de consumo, y así lograr una mejor eficiencia en el proceso conjunto de desalación.

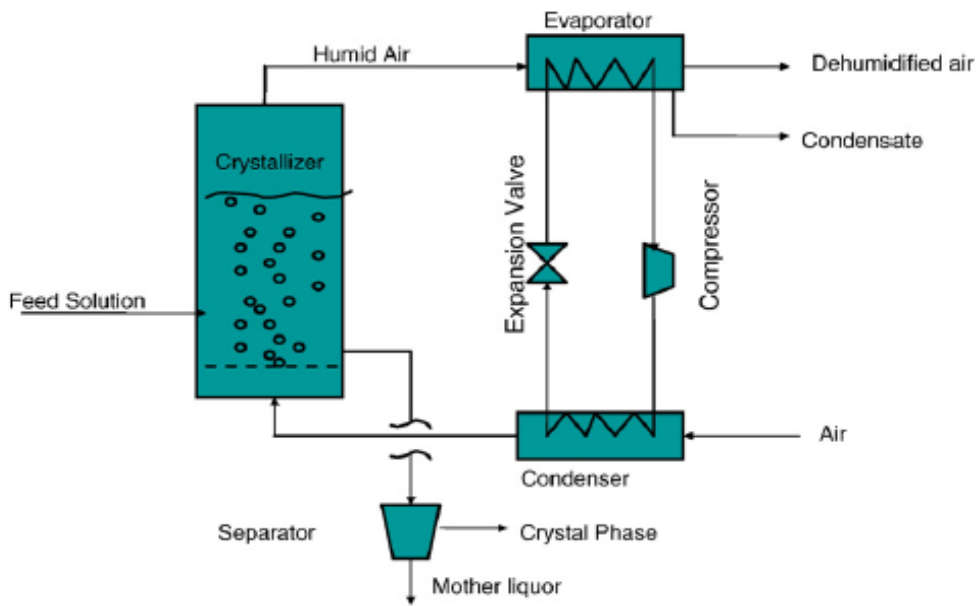


Figura 37: Posible configuración para implementar bomba de calor acorde a Al-Harahsheh (2010)

Mediante la bomba de calor, también se consigue precalentar la aire de evaporación, ya que por el funcionamiento de este sistema el cual es un ciclo cerrado en el cual circula un fluido que sea capaz de evaporarse y condensarse dentro de los límites térmicos impuestos por la temperatura del aire y del vapor. En el evaporador este fluido absorbe calor del vapor generado en la cámara de evaporación, provocando la precipitación del vapor de agua existente, y lo transporta hasta el condensador, donde cede todo el calor absorbido a el aire para precalentarlo.

Como su propio nombre indica, en el evaporador se evapora el fluido de trabajo, el cual pasa por un compresor de gas para elevar la presión de este, y provocar una condensación más fácil y rápida en el condensador, para finalmente circular a través de una válvula de expansión la cual reduce la presión del fluido y



provoca el inicio de la evaporación de este para repetir el ciclo descrito entrando al evaporador. Esto mismo se podría plantear con el objetivo de precalentar la salmuera, ya que la única diferencia sería que, el condensador de la bomba de calor estaría en contacto con la salmuera.

12.3 Condensado del aire para aumentar la producción de agua de consumo

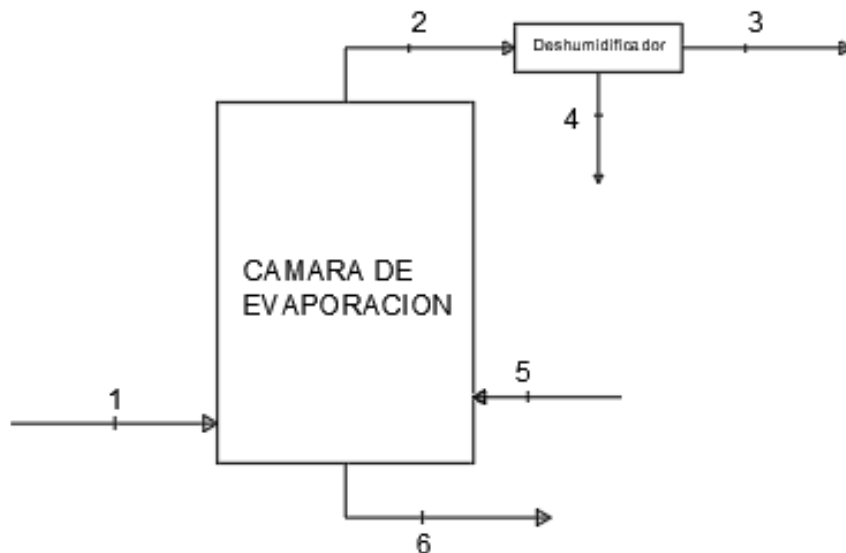


Figura 38: Posible configuración para condensar el vapor generado

Otra de las opciones que se podrían plantear, es simplemente incorporar a la salida de la cámara de evaporación un deshumidificador con el único objetivo de aumentar la producción de agua de consumo logrando extraer el 100% de agua dulce existente en cada litro de agua procedente del medio marino, es decir, el objetivo de esta idea no sería aprovechar la energía restante del caudal de vapor, si no mejorar la eficiencia global suponiendo que se tiene una planta de desalación por ósmosis inversa conecta a el sistema ZLD ya descrito con un deshumidificador a la salida de la cámara de evaporación, reflejado en la Figura 38.



13 Posibilidad de aplicar un ciclo cerrado

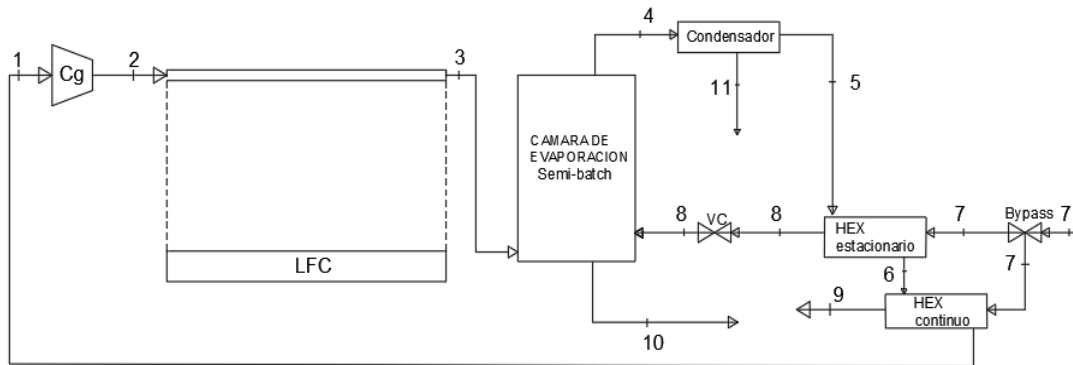


Figura 39: Posible configuración para operar en ciclo cerrado

Esta es una alternativa a la sección anterior en la cual se comentan algunas soluciones para aprovechar la corriente de vapor generado, algo que sigue presente en este diseño. En concreto se va a exponer a continuación la posibilidad de aplicar un ciclo cerrado al esquema de funcionamiento inicial acorde con Figura 11, que si la comparamos con la Figura 39, son muchas y muy llamativas las diferencias, ya que todos los equipos a la derecha de la cámara de evaporación salvo la válvula de compuerta (VC) son nuevos, además de recircular el aire usado para evaporar creando un ciclo cerrado.

En primera instancia, el funcionamiento del ciclo es conocido hasta llegar al estado 4, donde encontramos el primer equipo nuevo para esta configuración, que es un condensador, aunque también se podría haber puesto un deshumidificador, cuya función es absorber toda la humedad del aire, llevándolo al 0% de humedad relativa, teniendo dos consecuencias ya explicadas en el apartado anterior, que son un ligero aumento de la producción de vapor y eliminar la posibilidad de que el aire condense en los dos siguiente intercambiadores de calor, donde no interesa que esto ocurra.



Siguiendo el orden que marcan los números en la Figura 39, llegamos a dos intercambiadores de calor conectados en serie en cuanto al aire se refiere pero en paralelo para la salmuera. Esto se debe a que el primer intercambiador es estacionario que a su vez trabaja como tanque de almacenamiento de salmuera, con el objetivo de mantener una temperatura estable en el tanque de reserva de salmuera, que aunque no se muestra en ninguna de las configuraciones previas, se supone que está en todas para poder trabajar en configuración *semi batch*. Tal y como se explicó en el apartado 12.2.1, en este tipo de intercambiadores se tiende a un equilibrio de temperatura entre ambos fluidos, y es esta la razón de existencia del segundo intercambiador de calor, el cual si opera en régimen continuo. Para que ambos puedan trabajar de manera simultánea se impone una válvula de control o bypass en la tubería de alimentación de salmuera, la cual controla cuando se ha vaciado parte del tanque de reserva para desviar parte del caudal a este depósito, mientras que el resto de rechazo se mantiene desviado al intercambiador de calor continuo, cuyo objetivo es enfriar el aire hasta la menor temperatura posible.

Esto se busca para poder recircular el aire por el compresor, ya que si se cumple todo lo anterior, se lograría un ciclo cerrado en el cual las condiciones del aire a la entrada del compresor serían uniformes y no dependerían del ambiente donde las condiciones varían en función del momento del día en el que nos encontremos.

13.1 Ventajas de incorporar un ciclo cerrado

En lo que a las ventajas que ofrece este modelo, la principal y más obvia es trabajar con un ciclo cerrado en el cual mantenemos un caudal de aire fijo, lo que supondrá muchas simplificaciones a la hora de caracterizar el modelo y realizar diversos cálculos. Si se mira en la Figura 39 el ciclo equipo por equipo, en el compresor de aire la entrada siempre será estable en cuanto a las condiciones de presión temperatura y humedad relativa, que es lo más destacable, ya que se estaría operando con aire seco, o lo que es lo mismo, al 0% de humedad relativa.



Esto es una ventaja tanto para el consumo del compresor, que debería de reducirse, como para el Fresnel, ya que al trabajar con aire seco, debería de ser capaz de obtener más calor procedente de la energía solar, consiguiendo a la salida una temperatura ligeramente superior a la que se ha obtenido previamente en este estudio. A la hora de estudiar la cámara de evaporación es donde menos afecta este factor, ya que el Fresnel proporciona un calentamiento sensible, es decir, sin modificar la cantidad de humedad absoluta, lo que resulta en un descenso de la humedad relativa, que en el estudio que nos ocupa se reduce hasta un 0,9%, lo que es prácticamente un aire seco en su totalidad.

En cuanto a los nuevos equipos, la principal ventaja de todos estos en conjunto es la posibilidad de implementar un ciclo cerrado, pero en el caso del condensador, también se consigue un condensado del vapor que es agua de consumo, la cual se puede agregar a la ya producida por la planta de ósmosis. En cuanto a los intercambiadores de calor, no presentan ninguna ventaja destacable más allá de su función, que es la que permite implementar el ciclo cerrado, enfriando el aire en dos pasos hasta una temperatura óptima para el compresor.

13.2 Desventajas de incorporar un ciclo cerrado

Las desventajas de esta propuesta aparecen precisamente en todos los nuevos equipos, ya que suponen un importante sobrecosto de la instalación por la implementación de los equipos y los sistemas de control, además de suponer un importante incremento en cuanto a la complejidad de la instalación. Especialmente el equipo que puede suponer un mayor problema es el condensador, ya que si se decide realizar la deshumidificación mediante filtros, estos deben ser revisados con más frecuencia y cada cierto tiempo reemplazados para asegurar su correcto funcionamiento.



La válvula de control, la cual debería ser una electroválvula, también tiene sus inconvenientes, entre ellos, la obligación de colocar termopares y medidores de nivel en el intercambiador de calor estacionario, para que pueda saber cuándo desviar o no caudal a este, y de esta manera lograr un correcto funcionamiento global de la instalación.

En resumen, esta configuración presenta muchas más ventajas que inconvenientes, por lo tanto es una opción muy interesante que se deja planteada en este estudio para futuros estudios que se decidan realizar a raíz de este, ya que es algo que se sale por completo de los alcances impuesto en este estudio.



14 Posibles mejoras/modificaciones a futuro

Este apartado está dedicado a exponer ideas de mejoras del presente sistema ZLD con vistas al futuro para dar una idea de las posibilidades que ofrece esta configuración y que no se han podido estudiar por falta de tiempo y por estar fuera del alcance del proyecto. De esta manera, también se facilita el trabajo a la persona que decida partir de este proyecto para realizar otro TFG o cualquier otro estudio, ya que se ha demostrado que esta configuración es totalmente operable, quedando solo por realizar mejoras como las que se expondrán a continuación y métodos de recuperación o aprovechamiento de energía como se expuso en los dos apartados anteriores, además de un estudio general más detallado implementando transitorios para la producción solar y de vapor. Las mejoras o modificaciones que se van a proponer se basan en aumentar la producción de calor y vapor, y en convertir el equipo en cero emisiones contaminantes

14.1 Aumentar la producción de calor

La manera más simple de aumentar la producción de calor es aumentar el número de Fresnel, esto se puede realizar incrementando el número de Fresnel implementados en serie o en paralelo según lo que interesa más. Por ejemplo se pueden colocar dos o más Fresnel en paralelo operando de manera idéntica, conectados a la misma de cámara, con la posibilidad de unificar el aire caliente en un solo tubo evaporador, o tener uno independiente para cada Fresnel.

Esto conlleva una limitación en cuanto a la temperatura que puede alcanzar el aire, ya que suponiendo que se use el mismo LFC implementado en este estudio y acorde a los datos experimentales obtenidos por Famiglietti y Lecuona, la temperatura máxima que se podría lograr esta en torno a los 315° C, aunque esto es totalmente dependiente de la ubicación del Fresnel y el momento del año en el que se realice los cálculos, ya que en verano la producción solar es mayor a la que se tiene en cualquier otra estación. La principal ventaja que puede ofrecer, partiendo de este estudio, es que ya está caracterizado el LFC en función de los



requerimientos y la única modificación que se tendría que realizar es multiplicar el caudal trasegado por el número de Fresnel con los que se decida operar.

También existe la opción de colocar dos o más Fresnel en serie, teniendo consecuencias muy similares a las comentadas para la configuración en paralelo, pero con la principal diferencia de que se elimina la limitación de temperatura que se puede lograr a la salida del Fresnel, lo proporciona la capacidad de operar a mayor temperatura en la cámara. En cambio, si se optase por esta opción, el modelo validado previamente en este estudio ya no sería tan fácil de adaptar, ya que en este caso hay varios parámetros que van a verse alterados como la relación de compresión necesaria para vencer las pérdidas de carga, el caudal trasegado puede ser el mismo o aumentarse, los parámetros geométricos del Fresnel relacionados con la longitud van a cambiar, se tendrá que contar con las pérdidas solares que generen las conexiones de los Fresnel tal y como ocurre en el estudio publicado por Famiglietti y Lecuona, lo que supone varios cambios en el modelo presentado en este estudio.

En función de la opción por la que se decida optar para montar los Fresnel, también se verá condicionado el diseño de la cámara de evaporación y por supuesto el compresor implementado, ya que si se opera en paralelo, se puede decidir si operar con un solo compresor que a la salida cuente con un divisor de flujo para distribuirlo entre todos los Fresnel, o que cada uno tenga su propio compresor, cada una de estas presenta sus ventajas e inconvenientes que se deben de analizar para seleccionar la mejor opción. En cambio, al operar en serie, solo existirá un compresor, cuyo consumo será elevado debido al incremento en la relación de compresión como se acaba de comentar y especialmente por el aumento de caudal trasegado.

En cuanto a la cámara de evaporación, su geometría es totalmente variable, especialmente en la configuración para los Fresnel en paralelo mencionada en la cual se opta por que cada uno tenga su tubo de evaporación independiente, ya que condiciona la geometría de esta y la forma en la que se produce el burbujeo, en cambio para las demás configuraciones en las cuales se opera con un solo tubo de evaporación, las dimensiones de la cámara estarán únicamente condicionadas



por la producción de vapor, ya que cuanto mayor sea mayor puede ser la cámara y por tanto mayor el condensado de sales logrado en un ciclo de funcionamiento en la configuración de funcionamiento *Semi Batch*.

Otro aspecto a mejorar, o al menos a estudiar, es la forma del difusor, la cual afecta directamente al burbujeo, influyendo en la forma en la que se crea la burbuja que al final es uno de los parámetros más influyentes en la capacidad de generar de vapor acorde a Lage y Campos. En este estudio el difusor empleado se puede ver en la Figura 5, pero otras posibles propuestas podrían ser una esfera, una placa circular, perforar el extremo del tubo de evaporación, un difusor cónico entre muchos otros. Casi cualquier geometría es válida, pero hay que estudiar siempre como afectará al burbujeo.

14.2 Mejoras en cuanto al método de cálculo

En cuanto al procedimiento de cálculo, la primera mejora que se debería intentar realizar, es tener un montaje experimental para comprobar que todos los cálculos se adecúan a la realidad, pero primero hay que realizar algo más importante, que es implementar un régimen transitorio a la producción del Fresnel, ya que como se ha explicado previamente, es variable en función de la hora del día, ya que a mediodía la irradiancia será superior a la que hay a las primeras y últimas horas de luz del día, y por tanto aumentando el calor generado en el tubo receptor del Fresnel y por tanto aumentando la temperatura del aire a la salida de este. Este modelo está estudiado por Famiglietti y Lecuona, y validado por lo que sería copiarlo para comprobar que cumplen con los datos publicados y adaptarlo a las necesidades correspondientes. A continuación se muestra un gráfico cualitativo para el LFC en el cual se supone que el caudal que está trasegando por él es constante mientras que varía la temperatura en función de la irradiancia, teniendo una forma prácticamente idénticas ambas curvas.

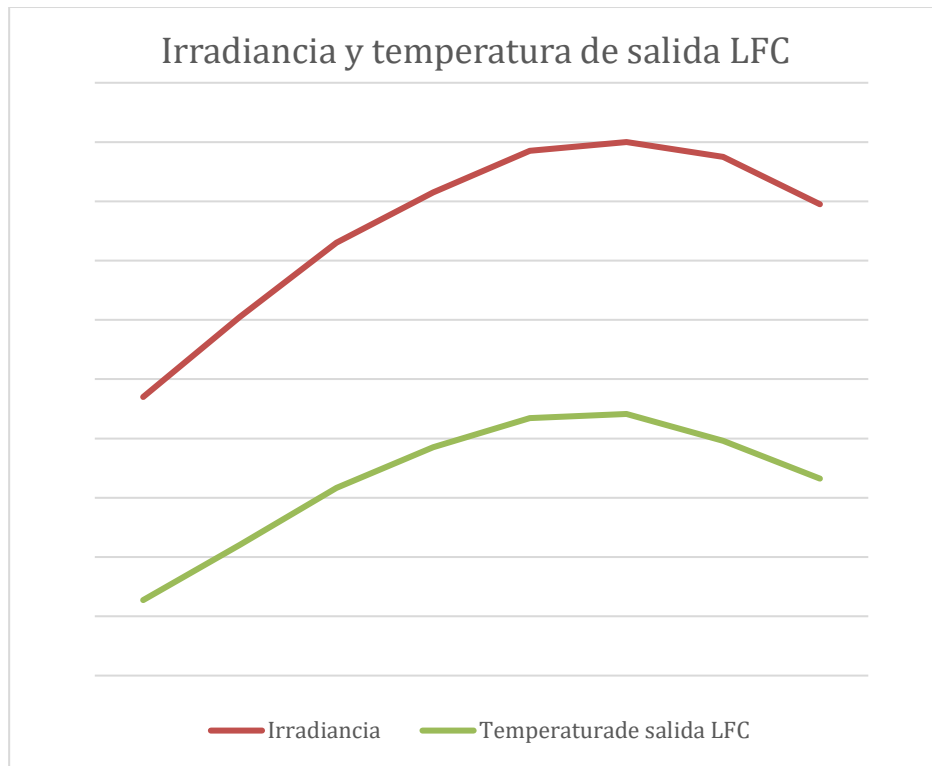


Figura 40: Gráfico cualitativo para el comportamiento transitorio del Fresnel

Una vez realizado eso, lo siguiente sería revisar el método de cálculo por el que se ha optado en este estudio, pensando en optar por un modelo de burbuja sobrecalentada como el validado por Lage y Campos, el cual presenta una gran dificultad y por tanto puede que no se pueda aplicar si se estudia en otro TFG, pero lo que sí es indispensable, aunque sea sobre el mismo modelo implementado en este estudio, es la aplicación de un transitorio, ya que la producción de vapor es variable en función de la salinidad y de la cantidad de sales condensadas.

Finalmente, al igual que se planteó en este estudio, se debería de unificar todos los equipos y aplicar un transitorio común para el Fresnel y la cámara de evaporación con el objetivo de ver la producción real de vapor a lo largo de un día o un determinado tiempo de funcionamiento. Ya que como se refleja en la Figura 40, la temperatura del aire es variable a lo largo del día por tanto la producción seguirá una variación similar a la que se ve en dicha figura para la temperatura.



14.3 Eliminación del consumo de combustible fósil

Este apartado probablemente sea el menos importante de todos los expuestos en este último capítulo, ya que consumo de combustible fósil en un principio no hay, ya que es un compresor alimentado eléctricamente, por lo que el consumo de combustible es secundario, ya que no es en el lugar donde opera el sistema ZLD. Es por ello por lo que para eliminar este consumo se piensa instalar placas solares, ya que este consumo es uno de los principales factores limitantes.

En el caso de instalar placas solares, es especialmente relevante el impacto que tiene en cuanto a consumo y emisiones de combustible fósil cuando se aplica alguna de las configuraciones anteriormente expuestas en las que se aumenta el número de Fresnel, ya que este aumentaría en relación a cada Fresnel añadido y en que configuración se haga. Esto presenta un inconveniente, y es la falta de energía solar en los días que este nublado o lloviendo, lo que provocaría el cese de funcionamiento del compresor, obligando a añadir baterías de almacenamiento o una conexión a red auxiliar.

Todo esto sería importante tenerlo en cuenta solamente si se pensase en alimentar al compresor, pero analizando el conjunto completo, todo funciona gracias a la energía solar, por lo que cuando no se disponga de esta, el compresor no estará trasegando aire, pero el Fresnel tampoco estará produciendo calor y por tanto no se estará generando vapor en la cámara de evaporación, por lo que no supone ningún problema añadir placas solares para alimentar el compresor Al-Harabsheh, A.



15 Conclusiones, recomendaciones y futuros trabajos

Tras la realización de todas las tareas asociadas al estudio planteado pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1. No se han detectado estudios previos de ZLD alimentado con solar térmica mediante burbujeo en un intercambiador de calor directo o columna de evaporación. Existen estudios de burbujeo para concentración de disoluciones, pero no para concentración de salmuera de desalación al objeto de precipitar la sal. Por tanto, ha surgido la necesidad de adaptar un modelo de burbujeo para concentración de disoluciones, que es lo más parecido que se pudo encontrar para el objetivo de este TFG.
2. Para comenzar a dar una idea para el diseño de la cámara, basada en esos estudios en los que se condensan disoluciones, se deduce que esta debe ser lo más adiabática posible con el ambiente, evaporar con una humedad relativa siempre inferior al 100% para evitar condensación en las paredes internas de la cámara y finalmente diseñarla de manera que los fluidos que interactúen consigan llegar al equilibrio térmico o se acerquen mucho a este.
3. Si nos centramos en el Fresnel, para el punto de diseño seleccionado en el apartado 11, se puede apreciar cual es el rango de funcionamiento de este trabajando a una presión de 1,4 bares de presión en la cámara de evaporación, por tanto en los resultados que se muestren a continuación ya se está teniendo en cuenta los efectos del compresor. Resumiendo, para los 1,4 bares que se solicitan en la cámara de evaporación, el Fresnel es capaz entre 3 y 13,5 kilogramos por minuto de caudal de aire y ofreciendo unas temperaturas entre 315,5 y 137,0 °C. También hay que tener en cuenta el consumo del compresor, que varía de 2,79 a 12,56 KW, debido al alto impacto que tiene este sobre la eficiencia global del sistema al ser la única demanda de energía que existe, y por tanto siendo un condicionante a la hora de seleccionar el punto de funcionamiento, ya que interesa que sea lo más bajo posible.



4. En cuanto a la cámara de evaporación, se realizó una búsqueda bibliográfica con el objetivo de encontrar un modelo sencillo el cual incluyese un cálculo transitorio pensando en poder ofrecer las dimensiones de la cámara y la producción diaria de vapor. Como no se encontró ningún método que cumpliera con los requisitos, se tuvo que seleccionar uno transitorio con el cual se pueden dar estimaciones preliminares en cuanto a la producción de vapor.
5. Partiendo del modelo seleccionado, y en función de rango de operación del Fresnel mencionado anteriormente, la cámara es capaz de producir vapor con un caudal, dependiente del de aire, que varía entre 0,314 y 0,515 Kg/min y con una temperatura que se sitúa entre los 51,92 y 36,02 °C, siendo este el dato clave del modelo implementado, ya que permite producir vapor sin la necesidad de llevar el líquido a la temperatura de ebullición, lo que es una enorme ventaja en términos energéticos.
6. Un parámetro fundamental que se incluye en la caracterización de la cámara de evaporación es el cociente entre el caudal de vapor y el caudal de gas, siendo este último siempre es conocido, variando desde 0,0611 kg/min hasta 0,0989 Kg/min de vapor . Esto es así debido a que permite tener una rápida estimación de la producción de vapor que se puede tener simplemente conociendo el caudal y temperatura del aire, sin necesidad de resolver ninguna ecuación.

Con vistas a estudios futuros usando este TFG como base, se dejan las siguientes recomendaciones y modificaciones de mayor relevancia:

- Debido a la limitación que ofrecen las librerías en cuanto a la salinidad de la salmuera, es de carácter obligatorio valorar la toma de medidas de las propiedades termo físicas relevantes y en especial consideración la entalpía de evaporación . Esto es debido a que la salinidad máxima que admiten las librerías es de 120 g/Kg, cuando la de saturación es de 290 g/Kg



- Para poder ofrecer unas conclusiones a cerca de las dimensiones de la cámara y el funcionamiento de esta, es esencial aplicar un modelo transitorio, ya que de esta manera se obtendría el tiempo que tarda en llegar a la salinidad de saturación y posteriormente la precipitación de sales. Con todo esto se puede estimar un volumen de líquido máximo que se puede evaporar en un determinado espacio de tiempo, quedando la cámara de evaporación definida en su totalidad
- Finalmente se propone una alternativa al sistema estudiado, y es la implementación de cámaras en serie operando en continuo y una final operando en configuración *semi batch*, en la cual se produce la precipitación de sales.



16 Conclusions, recommendations and future work

After the completion of all the tasks associated with the proposed study, the following conclusions can be drawn:

1. No previous studies of ZLD fed with solar thermal by bubbling in a direct heat exchanger or evaporation column have been detected. Bubbling studies exist for solution concentration, but not for desalination brine concentration in order to precipitate salt. Therefore, the need has arisen to adapt a bubbling model for solution concentration, which is the closest that could be found for the objective of this TFG.
2. To begin to give an idea for the design of the chamber, based on those studies in which solutions are condensed, it is deduced that this should be as adiabatic as possible with the environment, evaporate with a relative humidity always below 100% to avoid condensation on the inner walls of the chamber and finally design it so that the fluids that interact manage to reach thermal equilibrium or get very close to it.
3. If we focus on the Fresnel, for the design point selected in section 11, we can see what is the operating range of this working at a pressure of 1.4 bar pressure in the evaporation chamber, therefore the results shown below are already taking into account the effects of the compressor. In summary, for the requested 1.4 bar in the evaporation chamber, the Fresnel is capable of between 3 and 13.5 kilograms per minute of air flow and offering temperatures between 315.5 and 137.0 °C. The compressor consumption must also be taken into account, which varies from 2.79 to 12.56 KW, due to the high impact it has on the overall efficiency of the system as it is the only energy demand that exists, and therefore being a determining factor when selecting the operating point, since it is important to keep it as low as possible.



4. Regarding the evaporation chamber, a bibliographic search was carried out with the aim of finding a simple model which included a transient calculation thinking of being able to offer the dimensions of the chamber and the daily steam production. Since no method was found that met the requirements, a transient method had to be selected to provide preliminary estimates of steam production.
5. Based on the selected model, and depending on the Fresnel operating range mentioned above, the chamber is capable of producing steam with a flow rate, depending on the air flow rate, that varies between 0.314 and 0.515 Kg/min and with a temperature between 51.92 and 36.02 °C, this being the key data of the implemented model, since it allows producing steam without the need to bring the liquid to boiling temperature, which is an enormous advantage in terms of energy.
6. A fundamental parameter included in the characterization of the evaporation chamber is the ratio between the steam flow rate and the gas flow rate, the latter being always known, varying from 0.0611 kg/min to 0.0989 kg/min of steam. This is because it allows a quick estimation of the steam production that can be obtained by simply knowing the air flow rate and temperature, without the need to solve any equation.

With a view to future studies using this TFG as a basis, the following recommendations and modifications of major relevance are made:

- Due to the limitation offered by the libraries in terms of brine salinity, it is mandatory to value the taking of measurements of the relevant thermo-physical properties and in particular the enthalpy of evaporation. This is due to the fact that the maximum salinity admitted by the libraries is 120 g/Kg, when the saturation salinity is 290 g/Kg.
- In order to be able to offer some conclusions about the dimensions of the chamber and its operation, it is essential to apply a transient model, since in this way the time it takes to reach the saturation salinity and then the precipitation of salts would be obtained. With all this, it is possible to estimate a maximum volume of liquid that can be evaporated in a certain period of time, leaving the evaporation chamber defined in its totality.



- Finally, an alternative to the system studied is proposed, which is the implementation of chambers in series operating continuously and a final one operating in a semi-batch configuration, in which the precipitation of salts takes place.



17 Referencias

- Al-Harashseh, A. M. (2010). Theoretical analyses of energy saving in a direct contact evaporative crystallization through the installation of heat pump. *Desalination*, 257(1-3), 47-52. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2009.09.146>
- Campos, F. B., & Lage, P. L. C. (2001). Modeling and simulation of direct contact evaporators. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 18(3), 277-286. <https://doi.org/10.1590/S0104-66322001000300007>
- Condorcherm Enviro Solutions. (2024). [https://condorchem.com/es/blog/desalacion-de-agua/#:~:text=Compresi%C3%B3n%20mec%C3%A1nica%20de%20vapor%20\(CMV\)&text=El%20consumo%20espec%C3%ADfico%20de%20estas,sobre%20los%2010%20kWh%2Fm3](https://condorchem.com/es/blog/desalacion-de-agua/#:~:text=Compresi%C3%B3n%20mec%C3%A1nica%20de%20vapor%20(CMV)&text=El%20consumo%20espec%C3%ADfico%20de%20estas,sobre%20los%2010%20kWh%2Fm3)
- CoolProp. (s. f.). <http://www.coolprop.org/#>
- Famiglietti, A. (2021). *Direct solar air heating in linear concentrating collectors assisted by a turbocharger for industrial processes: theoretical analysis and experimental characterization*.
- Famiglietti, A., & Lecuona, A. (2021). Small-scale linear Fresnel collector using air as heat transfer fluid: Experimental characterization. *Renewable Energy*, 176, 459-474. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.05.048>
- Fan, C., Shahid, M., & Pashley, R. M. (2018). The energy balance within a bubble column evaporator. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 54(5), 1313-1321. <https://doi.org/10.1007/s00231-017-2234-x>
- FLT 20 Linear Fresnel Solar Collector Pre-assembled solar solution for heat demand in SMEs. (s. f.). www.solatom.com
- García-Rodríguez, L. (2023). *Development of a novel technology for ZERO- liquid discharge DEsalination and water reuse with zero-carbon emissions driven by advanced concentrated SOLar power (ZERODESOL)*. *Memoria científico - técnica*.



- González-Almenara, R., García-Rodríguez, L., Muñoz, A., Sánchez, T., & Sánchez, D. (2024). Innovative desalination system driven by a solar micro gas turbine for off-grid applications. *Applied Thermal Engineering*, 236. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121488>
- Lage, P. L. da C., & Campos, F. B. (2004). Advances in direct contact evaporator design. *Chemical Engineering and Technology*, 27(1), 91-96. <https://doi.org/10.1002/ceat.200401760>
- Ninham, B. W., Shahid, M., & Pashley, R. M. (2021). A Review and Update of Bubble Column Evaporator Processes. *Substantia*, 4(2), 19-32. <https://doi.org/10.36253/Substantia-823>
- Ribeiro, C. P., & Lage, P. L. C. (2004a). Direct-contact evaporation in the homogeneous and heterogeneous bubbling regimes. Part I: Experimental analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(17-18), 3825-3840. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.018>
- Ribeiro, C. P., & Lage, P. L. C. (2004b). Direct-contact evaporation in the homogeneous and heterogeneous bubbling regimes. Part II: Dynamic simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(17-18), 3841-3854. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.03.017>
- Roberto Félix Vizcay Rodríguez. (2018). *UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INFORMÁTICOS TRABAJO DE FIN DE CARRERA Contenido.*
- Shahid, M., & Pashley, R. M. (2014). A study of the bubble column evaporator method for thermal desalination. *Desalination*, 351, 236-242. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.07.014>
- Taseidifar, M., Shahid, M., & Pashley, R. M. (2018). A study of the bubble column evaporator method for improved thermal desalination. *Desalination*, 432(January), 97-103. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.01.003>



18 Enlaces de interés

- <https://code.visualstudio.com/>
- <http://www.coolprop.org/>
- <http://www.coolprop.org/coolprop/HighLevelAPI.html>
- <https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.optimize.newton.html#scipy.optimize.newton>
- <https://www.autodesk.mx/education/edu-software/overview?sorting=featured&filters=individual#card-acdist>