

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Desalación de agua salobre basada en microturbina
de gas solar: Diseño preliminar

Autor: Rafael Pachón Gala

Tutor: Lourdes García Rodríguez

**Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2019



Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Desalación de agua salobre basada en microturbina de gas solar: Diseño preliminar

Autor:

Rafael Pachón Gala

Tutor:

Lourdes García Rodríguez

Catedrática de Máquinas y Motores Térmicos

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Desalación de agua salobre basada en microturbina de gas solar: Diseño preliminar

Autor: Rafael Pachón Gala

Tutor: Lourdes García Rodríguez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

*A todas las personas que han
formado parte de esta increíble y
enriquecedora etapa*

Agradecimientos

Quiero agradecer la ayuda y el cariño que me han dado todas las personas que han formado parte de esta etapa de mi vida.

A mi tutora, Lourdes García, por su dedicación y su ayuda para hacer este TFG y poder conciliarlo con mi primer trabajo. Y también a los profesores que han pasado por esta etapa y me han enseñado todo lo aprendido en estos años.

A los compañeros que he conocido durante estos años, que me han dejado momentos tan bonitos como la graduación.

A Lucía, por su apoyo y ayuda infinita a lo largo de estos años. Sin ella, este camino habría sido mucho más difícil.

A Palma, Álvaro y Ángel, que junto a Lucía, se convirtieron en mi familia y mi refugio desde el primer año de esta etapa universitaria, tan nueva para mí. Y que sé que seguirán conmigo siempre.

A todos los que se fueron incorporando a esta gran familia: Dani Martín, Rafa, Mar, Laura, Juanma, Dani Pérez, Sara, Ismael, Antonio y Andrea, con los que he llenado de momentos inolvidables estos 5 años

A Ana, que se convirtió en un pilar muy importante en los últimos años de carrera. Sin ti, no hubieran sido lo mismo.

Y como no, se lo tengo que agradecer a las personas más importantes.

A mi hermana Beatriz, que siempre ha sabido cuándo y cómo decirme las cosas, aunque ni yo mismo quisiera asumirlas. Pero también ha sabido celebrar mis logros como nadie y darme todo su amor. Y también a Migue, quien ha sido como un hermano para mí desde que le conozco.

Y por último, no tengo palabras de agradecimiento para mis padres. Gracias por los sacrificios para que nunca me faltara de nada, aunque no pudierais tirar más del carro. Gracias por los cuidados cuando volvía agotado de la escuela y me ayudabais en todo lo que podiais. Y gracias por el cariño cuando recibía una mala noticia o la presión me podía, y por la alegría cuando celebráis mis éxitos como si fueran vuestros. Por todo y más, gracias Mamá, gracias Papá.

Rafael Pachón Gala

Sevilla, 2019

En este trabajo, como bien dice el título, se va a trabajar en el diseño preliminar de una microturbina de gas solar para la desalación de agua salobre.

Para ello, primero se ha investigado sobre las tecnologías necesarias para la microturbina de gas. Para conseguir esta información, se han buscado modelos tanto técnicos y económicos, así como apuntes de clase utilizados a lo largo del grado universitario de los que también se obtuvo información.

A continuación, se ha buscado información sobre otras tecnologías de desalación a modo de comparación para observar que el método propuesto en este trabajo es competitivo en el mercado actual. También se exponen tecnologías innovadoras o menos utilizadas para la desalación solar.

Tras este apartado, se explica el tipo de receptor solar que se ha usado en el sistema. Seguidamente, se procede a exponer como se comporta el ciclo de potencia que se utiliza para proporcionar energía al proceso de desalación.

En un primer paso, se han calculado las propiedades del fluido empleado en el ciclo acorde a unos puntos de presión, temperatura y humedad relativa. Para ello se ha empleado un sistema programado en Excel.

Posteriormente, se ha hecho una comparación con un modelo contrastado como es el del programa REFPROP. Con él, se han obtenido valores de propiedades que se han sido utilizados obteniéndose un buen acuerdo entre el modelo desarrollado en este TFG y los resultados de REFPROP.

A continuación, se han calculado los trabajos empleados en el ciclo, así como la energía generada en la turbina por unidad de caudal, el rendimiento energético y el rendimiento exergético del ciclo. Tras esto, se ha calculado la potencia generada acorde a un caudal y una irradiancia solar directa normal dada.

Para finalizar, se explica el proceso de desalación que se llevará a cabo, como sería el sistema de desalación y los cálculos que se han realizado para la caracterización dicho sistema.

In this work, as the title says, we are going to work on the preliminary design of a solar gas microturbine for desalination of brackish water.

To do this, we have first investigated the necessary technologies for gas microturbine. In order to obtain this information, both technical and economic models have been sought, as well as class notes used throughout the university degree. That information was also obtained for the work.

Next, information on other desalination technologies has been sought as a way of comparison to observe that the method proposed in this work is competitive in the current market. Innovative or less used technologies for solar desalination are also exposed.

After this section, the type of solar receiver that has been used in the system is explained. Next, we proceed to explain how the power cycle that is used to provide energy to the desalination process behaves.

In a first step, the properties of the fluid used in the cycle have been calculated according to pressure, temperature and relative humidity values of every point of the cycle. In order to do this, a system programmed in *Microsoft Excel* has been used.

Subsequently, a comparison has been made with a contrasted model such as the REFPROP program. With it, property values have been obtained, in order to use them to check if the model created for this work is suitable for the desalination system that has been developed.

Next, the thermodynamic works used in the cycle, as well as the energy generated in the turbine per unit of flow, the energy efficiency and the exergy performance of the cycle have been calculated. After this, the power generated according to a given flow rate and solar radiation has been calculated.

Finally, the desalination process that will be carried out is explained, such as the desalination system and the calculations that characterize the system.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
Notación	xxi
1 Introducción	1
2 Desalación solar mediante Tecnología de microturbina de gas solar	7
2.1 <i>Desalación solar</i>	7
2.2 <i>Captador paraboloide</i>	7
2.3 <i>Microturbina de gas</i>	9
3 Tecnologías de desalación solar	11
3.1 <i>Tecnologías establecidas</i>	11
3.1.1 <i>Desalación basada en destilación por membranas (MD)</i>	11
3.1.2 <i>Capatadores cilindro-parabólicos (PTC)</i>	11
3.2 <i>Otras tecnologías</i>	12
3.2.1 <i>Nanofluido MWCNTs</i>	12
3.2.2 <i>Chimenea solar</i>	13
3.2.3 <i>Combinación de fotovoltaica con eólica</i>	14
3.2.4 <i>Captadores Fresnel y colectores solares de tubos de vacío</i>	15
4 Modelado del receptor solar	17
4.1 <i>Introducción</i>	17
4.2 <i>Cristal</i>	18
4.3 <i>Cavidad</i>	18
4.4 <i>Absorberdor</i>	18
5 Comportamiento del ciclo de potencia: Modelado del aire húmedo	19
5.1 <i>Puntos del ciclo</i>	19
5.2 <i>Ecuaciones</i>	19
5.3 <i>Resultados</i>	24
5.3.1 <i>Humedad relativa del 25%</i>	24
5.3.2 <i>Humedad relativa del 50%</i>	25
5.3.3 <i>Humedad relativa del 75%</i>	27
5.4 <i>Valores de entalpía para el ciclo</i>	28
6 Comportamiento del ciclo de potencia: Cotejo de un modelo contrastado	29
6.1 <i>Descripción del modelo</i>	29
6.2 <i>Resultados</i>	30
6.3 <i>Conclusiones del modelo de cálculo de propiedades</i>	30
7 Comportamiento del ciclo de potencia: Microturbina de gas	33

7.1	<i>Ecuaciones</i>	33
7.2	<i>Resultados</i>	34
7.3	<i>Estudio comparativo</i>	34
7.4	<i>Cálculo del caudal</i>	36
8	Proceso de Desalación	37
8.1	<i>Desalación de agua salobre por ósmosis inversa</i>	37
8.2	<i>Ejemplo real de un fabricante</i>	38
8.3	<i>Simulación de casos prácticos</i>	39
8.3.1	Agua salobre de alta salinidad	40
8.3.2	Agua salobre de baja salinidad	45
9	Conclusiones	51
	Referencias	53
	Glosario	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4–1. Propiedades ópticas de la sílice (Rodríguez, 2019) [25].	18
Tabla 5–1. Puntos del ciclo Brayton del TFG de Rodríguez (2019) [25].	19
Tabla 5–2. Propiedades en el punto 1 (HR=25%).	24
Tabla 5–2. Propiedades en el punto 2 (HR=25%).	24
Tabla 5–3. Propiedades en el punto 3 (HR=25%).	24
Tabla 5–4. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=25%).	25
Tabla 5–5. Propiedades en el punto 6 (HR=25%).	25
Tabla 5–6. Propiedades en el punto 7 (HR=25%).	25
Tabla 5–7. Propiedades en el punto 1 (HR=50%).	25
Tabla 5–8. Propiedades en el punto 2 (HR=50%).	26
Tabla 5–9. Propiedades en el punto 3 (HR=50%).	26
Tabla 5–10. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=50%).	26
Tabla 5–11. Propiedades en el punto 6 (HR=50%).	26
Tabla 5–12. Propiedades en el punto 7 (HR=50%).	27
Tabla 5–13. Propiedades en el punto 1 (HR=75%).	27
Tabla 5–14. Propiedades en el punto 2 (HR=75%).	27
Tabla 5–15. Propiedades en el punto 3 (HR=75%).	27
Tabla 5–16. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=75%).	28
Tabla 5–17. Propiedades en el punto 6 (HR=75%).	28
Tabla 5–18. Propiedades en el punto 7 (HR=75%).	28
Tabla 5–19. Propiedades del ciclo Brayton (HR=75%).	28
Tabla 6–1. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por REFPROP.	30
Tabla 6–2. Comparación del modelo del Formulario empleado vs. REFPROP.	30
Tabla 6–3. Comparación del modelo del Formulario empleado vs. REFPROP (con la misma referencia).	31
Tabla 6–4. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por el Formulario empleado vs los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25].	31
Tabla 6–5. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por el Formulario empleado vs los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25] (con la misma referencia).	31
Tabla 7–1. Resultados del ciclo de la mTG con los valores de REFPROP.	34
Tabla 7–2. Resultados del ciclo de la mTG con los valores de Rodríguez.	34
Tabla 7–3. Resultados del ciclo de la mTG con los valores del TFG de Pachón vs. los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25].	36
Tabla 8–1. Resultados de la relación diámetro del captador y caudal de agua desalada a partir de la potencia térmica que llega al receptor (Qrcv) calculada en el TFG de Rollán (2018) [5] para un punto de diseño de 780 W/m ² .	49

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Población mundial por región prevista para 2100 [1].	1
Figura 1-2. Captador cilindro-parabólico [2].	2
Figura 1-3. Captador Fresnel [2].	2
Figura 1-4. Heliostato [2].	3
Figura 1-5. Captador paraboloide [2].	3
Figura 1-6. Imagen real de la planta de Nelson et al [3].	4
Figura 1-7. Esquema de la planta de Nelson et al [3].	4
Figura 2-1. Esquema del disco+mTG del proyecto OMSoP (Rollán, 2018) [5].	7
Figura 2-2. Disco+mTG del proyecto OMSoP (Rollán, 2018) [5].	8
Figura 2-3. Esquema del sistema y de la microturbina de gas en detalle (Rollán, 2018) [5]. Notación: Conc, Concentrador; Receiver, receptor; CC, Cámara de Combustión; Rec, recuperador; Comp, Compresor; Turb, Turbina; Exhaust gas, gases de escape; Fuel, combustible.	9
Figura 3-1. Captador cilindro-parabólico (Silva, 2017) [6].	12
Figura 3-2. Sistema propuesto en el artículo de Zuo et al. (2012) [19].	13
Figura 3-3. Sistema propuesto en el artículo de Ming et al. (2017a) [20].	13
Figura 3-4. Sistema propuesto en el artículo de Ming et al. (2017b) [21].	14
Figura 3-5. Sistema propuesto en el artículo de Asayesh et al. (2017) [22].	14
Figura 4-1. Diagrama conceptual de los mecanismos de transferencia de calor en el receptor solar (Rodríguez, 2019) [25].	17
Figura 5-1. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $E_{AB}(T)$ Aire Humedo REFPROP.	22
Figura 5-2. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $B_A(T)$ Aire Seco puro REFPROP.	22
Figura 5-3. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $B_B(T)$ Agua pura REFPROP.	22
Figura 6-1. Propiedades para una presión de 1 bar en REFPROP.	29
Figura 6-2. Propiedades para una presión de 3 bares en REFPROP.	29
Figura 7-1. Potencia eléctrica y caudal de agua destilada con una TIT de 900 (°C) [5].	35
Figura 7-2. Variación del rendimiento isentrópico del compresor y turbina y del rendimiento de la microturbina con el tamaño para una TIT de 900 (°C).	35
Figura 8-1. Esquema de un sistema básico de desalación por ósmosis inversa [28].	38
Figura 8-2. Ejemplo real del catálogo de Energy Recovery [29].	38
Figura 8-3. Primera parte del ejemplo de alta salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].	40
Figura 8-4. Segunda parte del ejemplo de alta salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].	41
Figura 8-5. Cambio de unidades en Projection Software.	42
Figura 8-6. Introducción de la composición de las sales del agua salobre de alta salinidad.	43
Figura 8-7. Introducción de los parámetros de eficiencia energética.	43
Figura 8-8. Visualización de resultados para el agua salobre de alta salinidad.	44

Figura 8-9. Archivo Excel con los resultados exportados de Q+ Projection Software del caso de alta salinidad.	44
Figura 8-10. Primera parte del ejemplo de baja salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].	45
Figura 8-11. Segunda parte del ejemplo de baja salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].	46
Figura 8-12. Introducción de la composición de las sales del agua salobre de baja salinidad.	47
Figura 8-13. Visualización de resultados para el agua salobre de baja salinidad.	47
Figura 8-14. Archivo Excel con los resultados exportados de Q+ Projection Software del caso de baja salinidad.	48
Figura 8-15. Resultados del nuevo SEC.	49

Notación

A	Área (m^2)
B, E	Funciones del desarrollo en serie hasta del segundo coeficiente del virial para V_m , γ_A y γ_B ($\text{m}^3 \text{mol}^{-1}$)
C_p	Calor específico a presión constante ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
EX_a	Exergía de flujo (J mol^{-1})
EX_c	Exergía del sistema (J mol^{-1})
G	Flujo de masa superficial ($\text{mol m}^{-2} \text{s}^{-1}$)
H	Entalpía (J mol^{-1})
I	Irradiancia (W m^{-2})
k	Coefficiente de película ($\text{W K}^{-1} \text{m}^{-2}$)
p	Presión (Pa)
Q	Calor (energía) (J mol^{-1})
\dot{Q}	Calor (potencia) (W)
\dot{q}	Caudal ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$) (mol s^{-1})
R	Constante de los gases ideales ($\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$)
r	Conversión (-)
S	Entropía ($\text{J mol}^{-1} \text{K}^{-1}$)
SEC	Consumo de energía específico (Specific Energy Consumption) ($\text{W m}^{-3} \text{h}$)
T	Temperatura (K)
U	Energía interna (J mol^{-1})
V	Volumen (m^3) o volumen molar ($\text{m}^3 \text{mol}^{-1}$)
W	Trabajo (energía) (J mol^{-1})
\dot{W}	Trabajo (potencia) (W)
x	Fracción de vapor de agua en el aire húmedo (-)
<i>Símbolos griegos</i>	
α	Absortividad (-)
γ	Coefficiente de fugacidad (-)
Δ	Variación (unidades de la magnitud que varíe)
ε	Emisividad (-)
η	Rendimiento (-)
λ	Reflectividad (-)
σ	Constante de Stefan-Boltzman ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$)
τ	Transmisividad (-)
φ	Humedad relativa (-)
<i>Subíndices</i>	
1	Entrada compresor
2	Salida compresor/entrada corriente fría recuperador
3	Salida corriente fría recuperador/entrada receptor

4	Salida receptor/entrada cámara combustión
5	Salida cámara combustión/entrada turbina
6	Salida turbina/entrada corriente caliente recuperador
7	Salida corriente caliente recuperador
A/a	Aire seco o aportado
AH	Aire húmedo
amb	Ambiente
B/b	Vapor de agua
b	Directa
BB	Bomba
c	Sistema o compresor
con	Concentrada
cv	Convección
des	Salida de la etapa de desalación
e	Energético
ex	Exergético
eje	Eje
feed	Alimentación
g	Cristal
i	Interior
ir	A la temperatura del absorbedor
m	Molar o mecánico
mez	Mezcla
o	Exterior
perm	Permeado
pozo	Agua bruta (de pozo)
rcv	Receptor
s	Absorbedor
t	Turbina
th	A la temperatura del cristal
TOT	Salida del sistema de desalación al completo
vis	Visible
<i>Superíndices</i>	
E	Ambiente
RQ	Reservorio de calor
Θ	Estado estándar ($p = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$, estado puro, comportamiento ideal)
*	Estado puro

1 INTRODUCCIÓN

En actualidad, el mundo se encuentra en una situación que requiere de una transición energética. Hace varias décadas que se ha ido alertando de que los combustibles fósiles se agotarán, de la contaminación que provocan y de su papel en el cambio climático y el calentamiento global. Debido a esto, las energías renovables se han situado como la principal alternativa a los combustibles fósiles. En los últimos años, el mercado de las renovables ha crecido de forma asombrosa y realmente se está viendo que son el futuro de la humanidad.

Dentro de las energías renovables se pueden encontrar una gran variedad de fuentes de energía. La energía hidráulica (la más establecida), la energía eólica y la energía solar son las que más extensión tienen en el mercado. Y la energía solar a su vez se divide en energía solar térmica de concentración y en energía solar fotovoltaica.

Otro problema que se presenta para el futuro es la escasez de agua. Para los próximos años se espera un aumento muy acentuado de la población mundial, sobre todo en el continente africano (como se puede ver en la Figura 1-1 de la web “Our World in Data” [1]). Dado la existencia de una fecha de caducidad para los combustibles fósiles y los efectos del cambio climático, acompañado de la subida del nivel del mar, la Tierra se enfrentará a una disminución de la cantidad de agua apta para el consumo y una mayor dificultad para llegar a ella. Será más difícil dado que para llegar al agua se necesita energía, que si solo viene de combustibles fósiles, cada vez costará más dinero y llegará un punto en el que no dispongamos de ella. Para evitar esta situación se presenta la solución de la desalación solar. Esta es muy buena opción sobre todo para países con un gran número de horas de sol. Este será el caso de los países de África, donde más dificultades habrá por el gran aumento de población previsto. Gracias a ella, sería posible conseguir agua desalada en países con dificultad para acceder a ella, de forma que en la época de más necesidad (el verano), será cuando mayor producción de agua apta para el uso humano se puede obtener. Esta solución permitiría dar una mayor oferta de agua potable cuando más demanda existe.

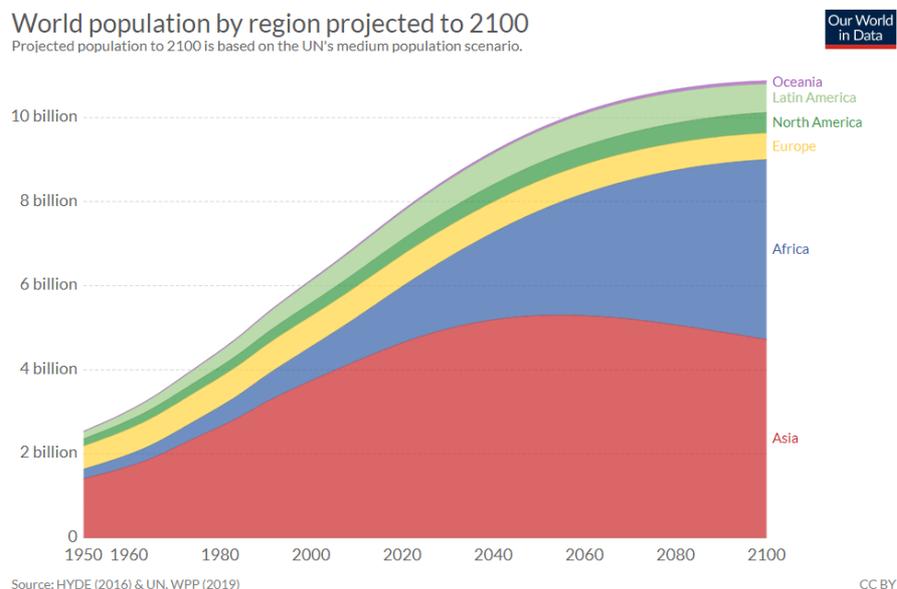


Figura 1-1. Población mundial por región prevista para 2100 [1].

La fuente de energía considerada en este proyecto es la energía solar térmica de concentración, dado que el objetivo es obtener calor para producir energía eléctrica en una microturbina de gas solar. Esta microturbina se utiliza en un ciclo Brayton con aire húmedo de la atmósfera donde, en vez de obtener calor con combustible fósil, se hará con la radiación solar. Concretamente para este proyecto, será necesario utilizar un tipo concreto de captador solar. En la energía solar de concentración existen cuatro tipos principales de captador (como se

puede ver en la web “Energía Solar” [2]):

- Captador cilindro-parabólico (Figura 1-2).
- Captador Fresnel (Figura 1-2).
- Captador plano (heliostato) utilizado para la concentración en torre (Figura 1-4).
- Captador paraboloide (Figura 1-5).



Figura 1-2. Captador cilindro-parabólico [2].



Figura 1-3. Captador Fresnel [2].



Figura 1-4. Heliostato [2].



Figura 1-5. Captador paraboloide [2].

El principal objetivo de este proyecto es el diseño preliminar de una tecnología solar térmica de desalación de agua salobre en un rango de capacidades nominales de $5 \text{ m}^3/\text{h}$ a $15 \text{ m}^3/\text{h}$, rango en el cual sólo tienen sentido los sistemas fotovoltaicos o eólicos para la producción de agua desalada basada en tecnologías de membranas. Para este proyecto se considerará el captador paraboloide, que puede concentrar la radiación en un foco puntual para proporcionar la energía térmica necesaria para la operación de una microturbina de gas solar. El siguiente capítulo describe la tecnología que se propone analizar.

Además del sistema analizado en este Trabajo Fin de Grado (TFG), se puede encontrar otro ejemplo de sistema solar de concentración en foco puntual basado en turbina de gas en el artículo de Nelson *et al.* (2018) [3]. Esta planta está diseñada para una potencia eléctrica de 100 kW_e y una potencia térmica de 165 kW_t . Además, en la Figura 1-6 se puede ver una imagen real de la planta y en la Figura 1-7 se muestra un esquema del sistema, muy parecido al que se tratará en el apartado 2 del TFG:



Figura 1-6. Imagen real de la planta de Nelson et al [3].

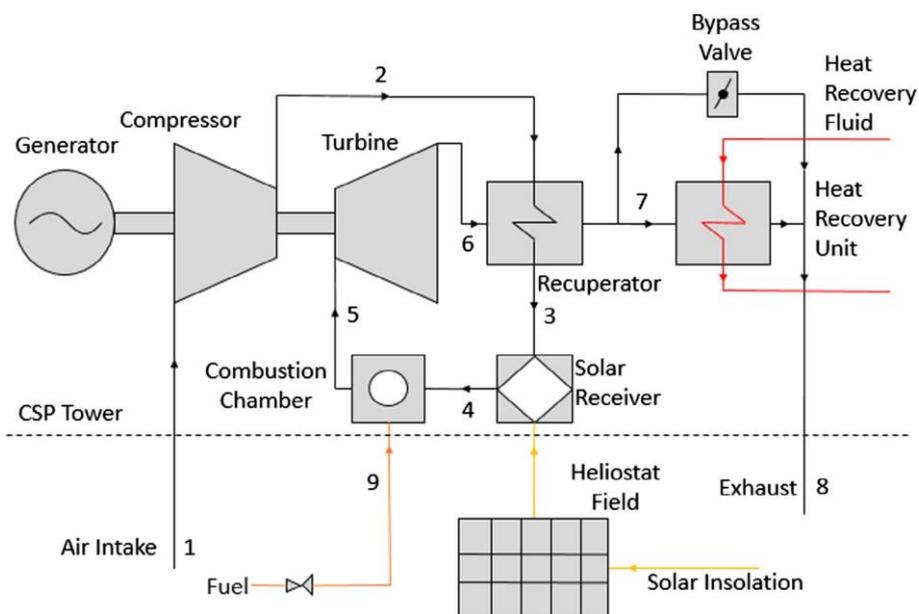


Figura 1-7. Esquema de la planta de Nelson et al [3].

Para finalizar esta introducción, se expondrá a continuación los objetivos planteados para este Trabajo Fin de Grado:

- Diseñar de forma preliminar un sistema de desalación con microturbina de gas solar a través de ósmosis inversa.
- Conocer todos los elementos que se emplean en el ciclo.
- Exponer otras tecnologías que existen en el mercado para la desalación solar.
- Elaborar un modelo de cálculo de propiedades para el aire húmedo, fluido caloportador que se empleará en el ciclo de potencia (ciclo Brayton regenerativo).

- Comprobar su validez para el sistema prediseñado a través de un modelo contrastado.
- Calcular la energía y el rendimiento que proporcionará el sistema diseñado para un caudal y una irradiancia solar directa normal dados.
- Explicar el proceso de desalación por ósmosis inversa y exponer casos prácticos.

Con este Trabajo Fin de Grado se completará la formación académica del Grado en Ingeniería de la Energía.

2 DESALACIÓN SOLAR MEDIANTE TECNOLOGÍA DE MICROTURBINA DE GAS SOLAR

En este capítulo se tratará en primer lugar en qué se basa la desalación solar y cuáles son sus posibles funciones. Además, se explicarán los diferentes subsistemas que compondrán el sistema de desalación que se estudiará en este trabajo.

2.1 Desalación solar

La desalación solar se basa en emplear la energía procedente del sol para producir agua dulce. Esto puede lograrse, por ejemplo utilizando un captador paraboloide en cuyo receptor se encuentra una microturbina de gas (ver Figura 2-1) que proporcionaría la energía necesaria a la desaladora. En este trabajo se considera que la electricidad producida por la microturbina de gas se aprovecha en un sistema de desalación de agua salobre basado en ósmosis inversa, según se cita en Buenaventura y García (2018) [4]. Este trabajo es complementario al TFG de Rollán (2018) [5] el cual considera que una desaladora de agua de mar basada en destilación aprovecha la energía de los gases de escape de la microturbina.

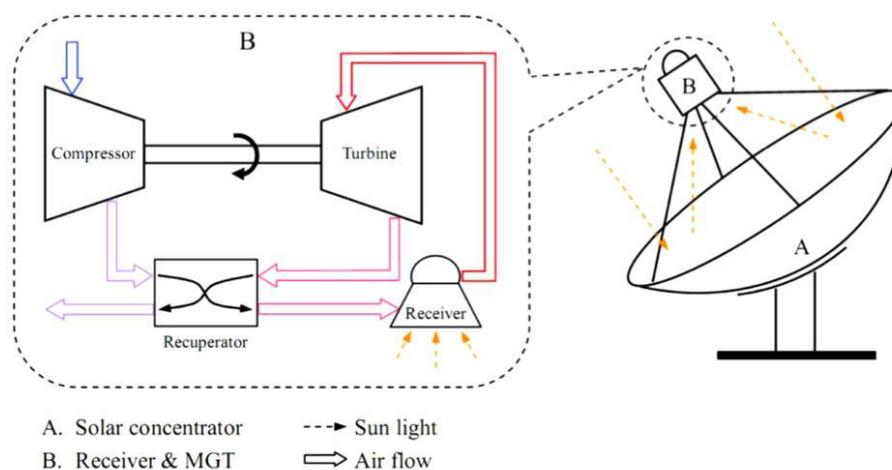


Figura 2-1. Esquema del disco+mTG del proyecto OMSoP (Rollán, 2018) [5].

Los lugares donde la desalación solar puede ser muy útil en zonas rurales con dificultad para acceder a ambos recursos, pero sobre todo en países de clima cálido en vías de desarrollo, dado que el acceso a agua apta para el consumo es escasa, así como la disponibilidad de red eléctrica. Este sistema podría solucionar grandes problemas como la pobreza energética y la falta de salubridad e higiene en lugares como África, donde actualmente la población vive en condiciones pésimas, y en pocas décadas habrá un gran aumento de la población que necesitará esos recursos. Todo esto se puede ver tanto en el TFG de Rollán (2018) [5] como el artículo de Buenaventura y García (2018) [4].

2.2 Captador paraboloide

Un captador paraboloide tiene este nombre dada su forma de paraboloide de revolución (ver Figura 2-1), compuesto por espejos que reflejan la radiación solar, que concentra la energía en un receptor donde llega toda

la radiación que ha podido reflejar.



Figura 2-2. Disco+microturbina de Gas Solar del proyecto OMSoP (Rollán, 2018) [5].

Una de las principales ventajas de esta tecnología, como se puede ver los apuntes de clase de Silva (2017) [6], es que no tiene pérdidas respecto al ángulo de incidencia. Tampoco tiene problemas de sombras de otros captadores, aunque sí que tiene sombras del receptor. Además, la atenuación atmosférica apenas tiene efectos. Sin embargo, igual que los otros tipos de captadores, tiene pérdidas por desbordamiento.

Todo esto lo convierte el captador solar de mayor rendimiento, sin embargo sus costes la convierten en la menos competitiva. Prueba de ello es que en la búsqueda de fabricantes, la mayoría de ellos son de captadores cilindro-parabólicos, Fresnel o helióstatos (para concentración en torre). Estos son algunos ejemplos de fabricantes:

- Radhasolar [7].
- Airier [8].

Existen diversos modelos técnicos y económicos para definir este tipo de captadores solares. Una buena forma de dividir los modelos técnicos es en los siguientes apartados:

- Captador solar.
- Receptor.
- Ciclo de potencia.
 - Relaciones geométricas.
 - Análisis del regenerador.
 - Análisis térmico.
- Conversión de energía mecánica en eléctrica.

Esta es la estructura que tiene el artículo de Barreto y Canhoto (2017) [9]. Sin embargo, cada modelo es diferente. Algunos no estudian el ciclo de potencia, se trata poco o no se analiza la conversión a energía eléctrica, para centrarse en el captador y el receptor. También es posible que incluyan un procedimiento para optimizar el modelo. Estos son algunos ejemplos:

- Carrillo *et al.* (2017) [10].

- Mehrpooya *et al.* (2018) [11].
- Raj y Kumar (2018) [12].

Este último es una recopilación de distintos modelos técnicos de captadores parabólicos.

Además de estos modelos técnicos, también son necesarios modelos económicos que sirvan para conocer el coste de inversión del proyecto, cuando se recuperará la inversión o si es viable económicamente, entre otros aspectos. El artículo escrito por Gavagnin *et al.* (2017) [13] es un buen ejemplo. Dicho artículo cuenta con una estimación de costes con la siguiente estructura:

- Microturbina.
- Receptor.
- Captador.
- Balance de la planta.
- Instalación y transporte.

Además, contiene un análisis de los costes, donde se observan los elementos correspondientes a la mayor parte del presupuesto. Sin embargo, no todos los modelos tienen por qué tener la misma estructura ni tampoco la misma profundidad. Un ejemplo es el artículo de Giostri (2017) [14], que consiste en un análisis preliminar donde solo se analiza el LCOE (*Levelised Cost of Energy*). En dicho LCOE se tiene en cuenta el coste total de la inversión y los costes de operación y mantenimiento, con un desarrollo más simple que el artículo de Gavagnin *et al.* (2017) [13].

2.3 Microturbina de gas

Una microturbina de gas es una máquina capaz de obtener energía eléctrica a partir de energía térmica. Habitualmente se utiliza con combustibles fósiles, pero para este trabajo la fuente de energía será el sol, como ya se ha dicho anteriormente (ver Figura 2-3).

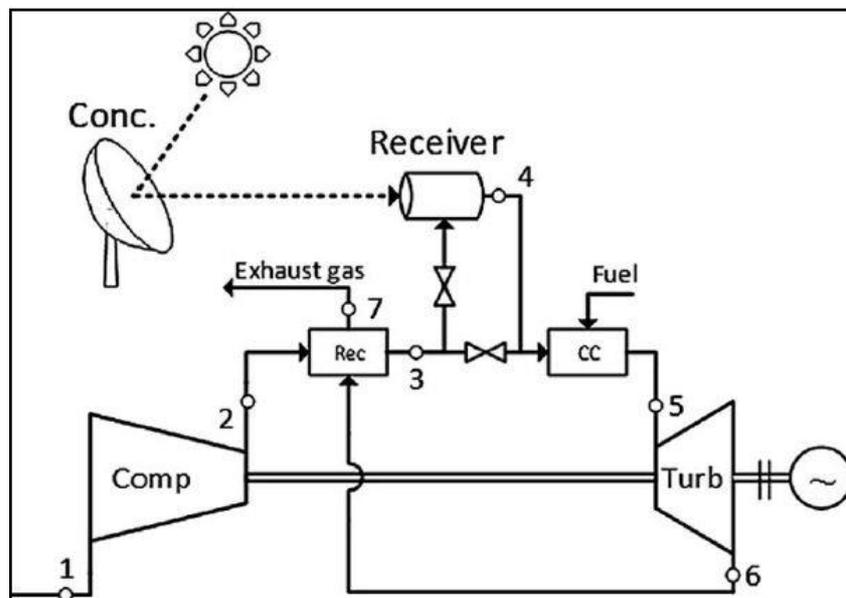


Figura 2-3. Esquema del sistema y de la microturbina de gas en detalle (Rollán, 2018) [5].
Notación: Conc, Concentrador; Receiver, receptor; CC, Cámara de Combustión; Rec, recuperador; Comp, Compresor; Turb, Turbina; Exhaust gas, gases de escape; Fuel, combustible.

Como se puede ver en la Figura 2-3 [5], este sistema se compone por un compresor, una turbina, una cámara de combustión, un recuperador y un alternador, correspondientes a un ciclo Brayton regenerativo. El compresor

centrífugo, la turbina y el alternador se hallan en el mismo eje, de forma que giran a la misma velocidad. La cámara de combustión permite convertir el sistema en híbrido, dado que permitiría en el uso de combustible (fósil o biocombustible) y energía solar. Sin embargo, el diseño se hace con solo energía solar, con aire húmedo como fluido de trabajo, incluyendo un recuperador, haciendo el ciclo regenerativo. Con este recuperador, se puede aprovechar parte de la energía de los gases de escape, para precalentar el aire antes de pasar por el receptor solar y/o cámara de combustión, mejorando así el rendimiento del ciclo.

3 TECNOLOGÍAS DE DESALACIÓN SOLAR

En este capítulo se tratarán otras tecnologías de desalación solar a modo de contexto para la microturbina de gas solar.

3.1 Tecnologías establecidas

En el artículo de Buenaventura y García (2018) [4] se puede encontrar un análisis de las tecnologías ya establecidas. Sin embargo, para cada una de las tecnologías se buscará información específica.

3.1.1 Desalación basada en destilación por membranas (MD)

Como se puede leer en el artículo de Gopia *et al.* (2019) [15], la destilación por membrana (MD) es un proceso de desalación de agua de mar en el cual se genera vapor de agua debido a la diferencia de presión de vapor a ambos lados de una membrana hidrófoba. Es necesario generar un gradiente de temperatura a ambos lados de la membrana para que se genere vapor en el lado de mayor temperatura, donde circula agua salada. El vapor atraviesa la membrana y se condensa en el lado frío. Utiliza fuentes de energía térmica de baja temperatura (unos 80°C) como pueden ser solar, geotérmica o con recuperación de calor de un proceso industrial. Como principales ventajas tiene su sencillez, no requiere alta presión hidráulica ni vacío y permite un rechazo de sal del 100%.

También en el artículo de Gopia *et al.* (2019) [15] se pueden encontrar las principales innovaciones como:

- Nuevas membranas como copolímeros, membranas de nanofibras y membranas de doble capa.
- Novedosos módulos como PGMD (Permeate gap membrane distillation), AGMD (Air gap membrane distillation) o V-MEMD (Vacuum multi-effect membrane distillation).

A pesar de todo el progreso, la MD sigue dependiendo de forma importante de la irradiancia del emplazamiento. Por lo tanto, dado su naturaleza intermitente es necesario aplicar el tamaño y el control óptimos a menor coste de producción de agua posible.

Sus principales desventajas son su alto coste y la baja eficiencia del proceso.

3.1.2 Capataadores cilindro-parabólicos (PTC)

Ya mencionados en la introducción, los captadores cilindro-parabólicos son una tecnología complementamente asentada para la producción de energía y también también se han utilizado en sistemas de la desalación solar. Como se puede ver en los apuntes de Silva (2017) [6] (ver Figura 3-1), esta tecnología se basa en espejos rectangulares curvados respecto a un eje central que cruza el captador. Se puede ver como son en la Figura 4-1. Estos captadores concentran la radiación solar en el tubo receptor donde circula el fluido caloportador utilizado para la generación de energía. Este fluido caloportador es el que se emplearía también para suministrar energía térmica a un proceso de desalación solar por evaporación o para calentar el fluido de trabajo de un ciclo de potencia, como por ejemplo un ciclo Orgánico Rankine (ORC), como se expone en el artículo de Buenaventura y García [4]. Además, donde también se explica de forma más extensa y se plantea innovaciones para este sistema de desalación solar es en el artículo de Peñate y García [16].



Figura 3-1. Captador cilindro-parabólico (Silva, 2017) [6].

En dicho artículo de Peñate y García [16], se diseña una planta de ósmosis inversa (RO) de 2500 m³/d conectada a dos sistemas de ORC: uno simple y otro con dos ciclos en cascada. Para ambos sistemas el objetivo es abastecer de energía suficiente para la unidad de desalación. En el artículo se hacen las siguientes recomendaciones:

- El sistema en cascada permite evitar problemas de presión excesivamente baja.
- Solo se deben considerar los PTC más eficientes que haya en el mercado.
- También debe tener los últimos avances tecnológicos (sistema híbrido, alto rechazo de sal, recuperadores de alta eficiencia, etc.).

3.2 Otras tecnologías

A continuación, se hablará de distintos estudios recientes sobre la desalación solar, algunos sistemas descritos están aún en fase experimental.

3.2.1 Nanofluido MWCNTs

Como se puede ver en el artículo de Chena *et al.* (2019) [17], empleando materiales innovadores nanofluidos MWCNTs (Multiwalled Carbon Nanotubes) se puede mejorar notablemente el rendimiento de la desalación solar por evaporación en sistemas de muy pequeña escala (estanques solares de agua salada con cubierta transparente, conocidos como solar stills). Estos fluidos se componen de Fe₃O₄ con nanopartículas MWCNTs modificadas en agua salada que aportan una gran estabilidad y además es reciclable, dado que el nanofluido se puede separar fácilmente del agua tras la desalación. Con una concentración de 0,04 wt%, y solo unos centímetros de espesor, se puede llegar a triplicar el rendimiento de la desalación.

Esto se consigue gracias a que el nanofluido es capaz de absorber el 100% de la energía solar al tener una banda de absorción mayor al agua. Esto consigue disminuir el uso de irradiación solar, y por tanto mejora el rendimiento. Sin embargo, si la concentración de sal es demasiado alta puede no funcionar tan bien como se espera en un caso de baja concentración. Este método apenas está explotado dado que está en fase experimental todavía y no se encuentra en uso en masa y en cualquier caso correspondería a la mejora de un proceso muy ineficiente.

3.2.2 Chimenea solar

En el artículo de Maia *et al.* (2019) [18], se habla del uso de chimeneas solares para la desalación solar. Su uso está poco extendido dado su bajo rendimiento. Sin embargo, hay estudios que consiguen aumentar su rendimiento de forma considerable. Además, no utiliza combustibles fósiles. La opción más viable sería un sistema híbrido.

A continuación se muestran algunas figuras con distintos sistemas, que en la mayoría se componen por la chimenea, los colectores, una turbina de aire, una capa almacenadora de energía y una cuenca donde se mueve el aire:

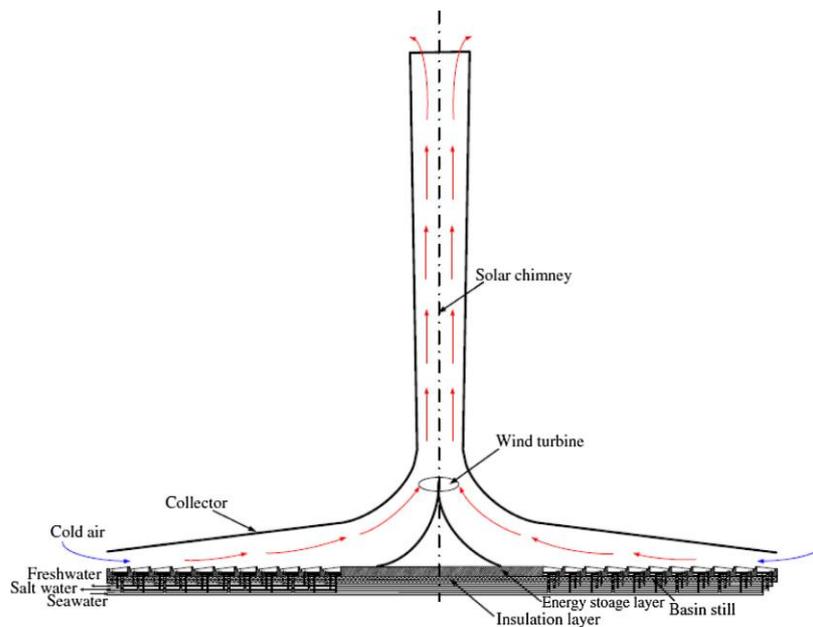


Figura 3-2. Sistema propuesto en el artículo de Zuo *et al.* (2012) [19].

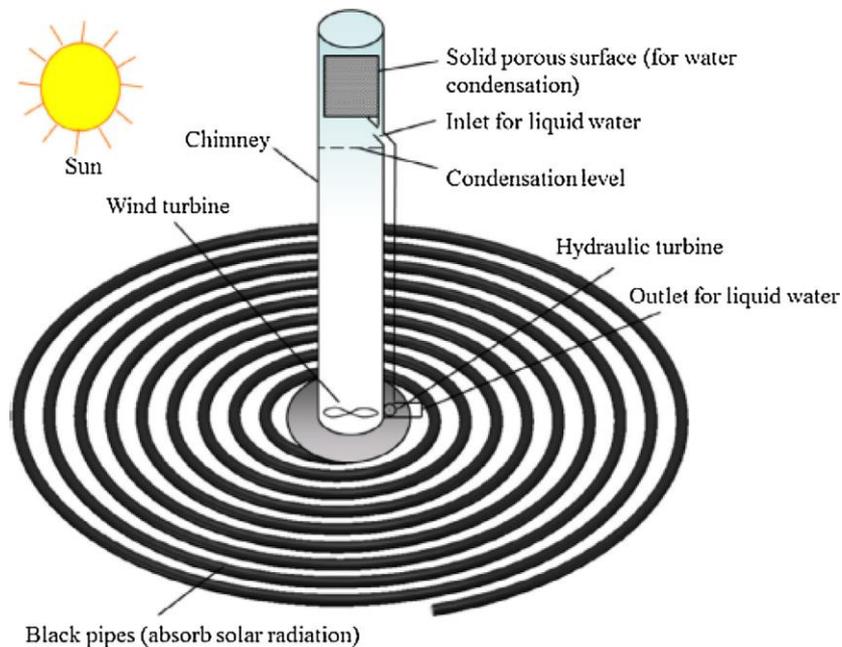


Figura 3-3. Sistema propuesto en el artículo de Ming *et al.* (2017a) [20].

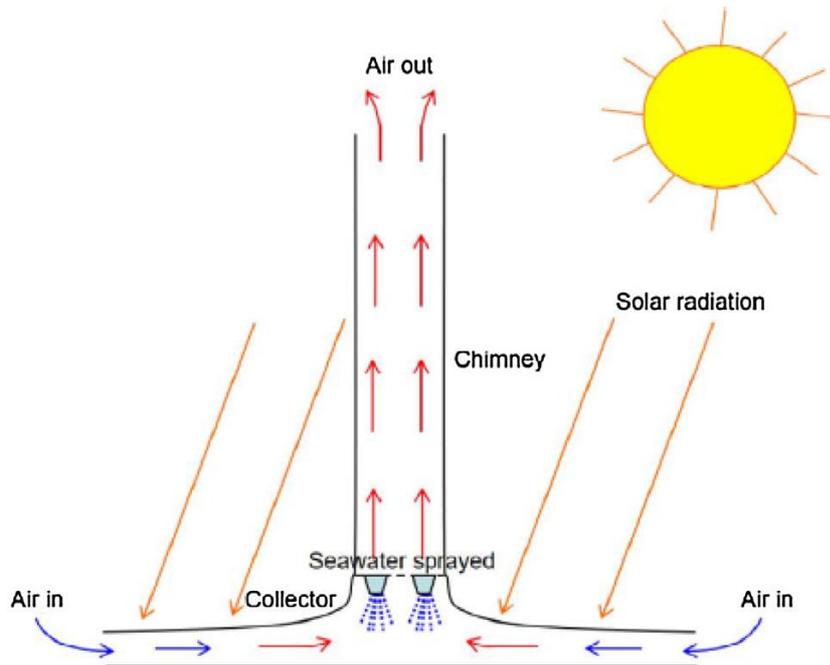


Figura 3-4. Sistema propuesto en el artículo de Ming *et al.* (2017b) [21].

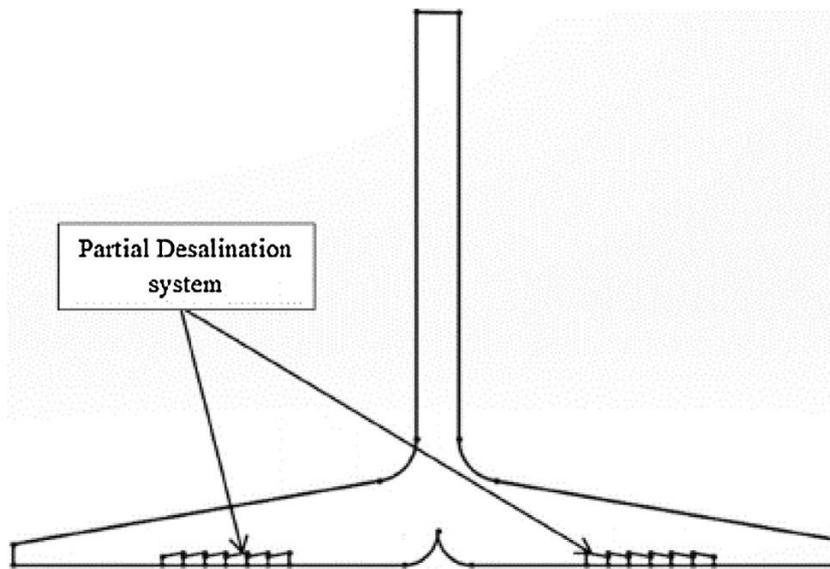


Figura 3-5. Sistema propuesto en el artículo de Asayesh *et al.* (2017) [22].

Todas las imágenes vienen de distintos estudios hallados en el artículo de Maia *et al.* (2019) [18].

3.2.3 Combinación de fotovoltaica con eólica

En el artículo de Yaqud *et al.* (2019) [23] se simula un sistema de desalación fotovoltaica combinado con eólica tecnología madura desde hace años para proporcionar la energía eléctrica necesaria en sistemas de desalación por ósmosis inversa. Emplea el simulador Packet Tracer, de CISCO. Está pensado para países con mucha irradiación y mucho viento, como los del Golfo Pérsico.

El funcionamiento de esta simulación se basa en la producción de energía con paneles fotovoltaicos y aerogeneradores, de forma que durante el día se usará de forma predominante la energía solar FV. Durante la noche, si hace viento se empleará la energía eólica. Cuando la irradiancia sea débil y haya poco viento, se

emplea la energía previamente almacenada en baterías. Esta simulación está pensada para que los aerogeneradores produzcan más energía que los paneles. Además, un sistema de bombeo obtiene el agua del mar y se utiliza un sistema de drenaje cuando el agua sobrepasa un cierto nivel. Cuando un sistema funciona, el otro se mantiene apagado. Y por último, el calentador se regula de manera automática.

3.2.4 Captadores Fresnel y colectores solares de tubos de vacío

En el artículo de Calise *et al.* (2019) [24], se estudia a través de una simulación en TRANSYS dos sistemas solares: uno (ya mencionado en la introducción) con captadores Fresnel (LFR: Linear Fresnel Reflector) y otro con colectores solares de tubos de vacío (ETC: Evacuated Tube Collectors). Estos sistemas se utilizarán para ACS, calefacción y desalación solar por MED (Multi-Effect Distillation). Este estudio correspondería a una tecnología de desalación MED ya obsoleta. Simulado para la ciudad de Nápoles (Italia), los resultados son los siguientes:

- Se cuantifica el rendimiento de los captadores LFR, obteniendo mejor rendimiento en verano que en invierno, cuando recibe mayor irradiación directa.
- Se propone que la planta basada en LFR utilice una fuente auxiliar (como la biomasa) para la desalación, mientras que los captadores ETC no.
- La eficiencia térmica de los ETC resulta ser prácticamente constante todo el año.
- Es mayor la capacidad de calefacción que de refrigeración en ambas plantas.
- Se consigue almacenar más energía en los ETC que en los captadores LFR.
- Se recuperaría antes la inversión con los ETC, teniendo en cuenta tarifas de alimentación.

Tras estos resultados, en este artículo recomienda lo siguiente para el diseño de ambas plantas:

- Instalar LFR en sitios de alta irradiación directa.
- Es recomendable usar fuentes auxiliares renovables, como biomasa o geotérmica.
- Es necesario que estas plantas reciban tarifa de alimentación para ser rentables.
- Las tecnologías ETC/LFR son económicamente más fiables que la CPVT (Concentrated Photovoltaic/Thermal Collectors).
- Es recomendable que estén en zonas semiáridas y cercanas al mar, para una mayor irradiación y cercanía al agua a desalar.
- Se puede considerar un calentador de gas para ACS para zonas aisladas, donde sería rentable hasta sin tarifas de alimentación.

4.2 Cristal

El cristal será el elemento que recibirá directamente la radiación solar. Se supone un cuerpo gris y para su balance de energía se tendrá en cuenta tanto la radiación absorbida y emitida por el cristal como la convección externa e interna.

El material elegido para el cristal es sílice y estas son sus propiedades, entre las que está la absorptividad (α), la emisividad (ε), la transmisividad (τ) y la reflectividad (λ):

Tabla 4–1. Propiedades ópticas de la sílice (Rodríguez, 2019) [25].

Propiedad óptica	Visible	Infrarroja (1373 K)	Térmica (600 K)
α y ε	0,01	0,326	0,8
τ	0,851	0,549	-
λ	0,136	0,125	-

En la ecuación 4-2 se muestra el balance de energía en el cristal:

$$I_b \cdot \alpha_{g,vis} + \sigma \cdot (\alpha_{g,th} \cdot T_{amb}^4 + \alpha_{g,ir} \cdot T_s^4 - 2 \cdot \varepsilon_{g,th} \cdot T_g^4) - k_{cv,o} \cdot (T_g - T_{amb}) = k_{cv,i} \cdot (T_g - T_3) \quad (4-2)$$

Donde α y ε son la absorptividad y la emisividad respectivamente y k es el coeficiente de película. α y ε son los términos principales del flujo de calor en forma de radiación en el cristal, dado que aquí interesa cuánto absorbe y emite el cristal. Por otro lado, k es el principal término de la convección. El término que falta, σ , es la constante de Stefan-Boltzman.

4.3 Cavidad

La cavidad es el espacio entre el cristal y el absorbedor por donde el aire húmedo refrigera el absorbedor calentándose de este modo. En la ecuación 4-3 se muestra el balance de energía de la cavidad:

$$G \cdot c_p \cdot (T_4 - T_m) = I_b \cdot \tau_{g,vis} + \sigma \cdot (\varepsilon_{g,th} \cdot T_g^4 - T_s^4 + \lambda_{g,ir} \cdot T_s^4) \quad (4-3)$$

Los símbolos ε y λ (emisividad y transmisividad) son las variables empleadas para la radiación. Esto es porque en este caso, interesa lo que emite y transmite el cristal al aire. Por otra parte, G representa el flujo de masa superficial y T_m la temperatura media del aire entre los momentos anterior y posterior a pasar por el receptor.

4.4 Absorberdor

El absorbedor aumentará la temperatura del caudal de aire húmedo y se considera un cuerpo negro de emisividad uno. Su balance de energía se representa en la ecuación 4-4:

$$G \cdot c_p \cdot (T_m - T_3) = k_{cv,i} \cdot (T_g - T_3) \quad (4-4)$$

5 COMPORTAMIENTO DEL CICLO DE POTENCIA: MODELADO DEL AIRE HÚMEDO

En este capítulo se tratará en el comportamiento del aire húmedo, que será el fluido que se empleará en el ciclo de potencia de la mTG solar, así como sus cambios de propiedades a lo largo del ciclo. Se adopta el modelo del aire húmedo desarrollado en la asignatura de Termodinámica para temperaturas relativamente bajas. En este TFG se realiza el ajuste de coeficiente necesario para extender el rango de temperaturas de validez del modelo.

5.1 Puntos del ciclo

Utilizando la herramienta *Microsoft Excel*, se ha creado una hoja de cálculo para obtener las propiedades del aire húmedo utilizado en el ciclo a lo largo de sus distintos puntos. Se van a utilizar los puntos empleados en el ciclo Brayton del TFG de Rodríguez (2019) [25]. Estos puntos se pueden conocer gracias a la Tabla 5-1. Los puntos del ciclo que se está teniendo en cuenta son los de la Figura 2-3.

Tabla 5–1. Puntos del ciclo Brayton del TFG de Rodríguez (2019) [25].

Punto	P (kPa)	T (°C)
1	101,30	25,00
2s	303,90	135,09
2	303,90	154,33
3	297,82	539,29
4=5	297,82	900
6s	103,37	626,38
6	103,97	653,74
7	101,30	278,74

5.2 Ecuaciones

Las siguientes ecuaciones, obtenidas del libro de Gómez (2015) [26], permitirán calcular las propiedades termodinámicas del aire húmedo empleado en el ciclo. Para el cálculo se tratará el aire húmedo como una mezcla de aire seco (determinado por A) y vapor de agua (determinado por B). Las ecuaciones que siguen sirven tanto para A como B, pero se pondrá B para simplificar:

$$\begin{aligned}
 & U_B(T, p, x_c) - U_B(T^E, p^E, x_c^E) & (5-1) \\
 = & \int_{T^E}^T [C_{p,B}^\theta(T) - R] \cdot dT - R \cdot T^2 \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial T} \right]_{p, x_c} + R \cdot (T^E)^2 \\
 & \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)}{\partial T} \right]_{p, x_c} - R \cdot T \cdot p \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial p} \right]_{T, x_c} + R \cdot T \cdot p \\
 & \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)}{\partial p} \right]_{T, x_c}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& H_B(T, p, x_c) - H_B(T^E, p^E, x_c^E) \\
= & \int_{T^E}^T C_{p,B}^\theta(T) \cdot dT - R \cdot T^2 \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial T} \right]_{p, x_c} + R \cdot (T^E)^2 \\
& \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)}{\partial T} \right]_{p, x_c}
\end{aligned} \tag{5-2}$$

$$\begin{aligned}
& S_B(T, p, x_c) - S_B(T^E, p^E, x_c^E) \\
= & \int_{T^E}^T \frac{C_{p,B}^\theta(T)}{T} \cdot dT - R \cdot \ln \left[\frac{p \cdot \gamma_B(T, p, x_c)}{p^E \cdot \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)} \right] - R \cdot T \\
& \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial T} \right]_{p, x_c} + R \cdot T^E \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)}{\partial T} \right]_{p, x_c}
\end{aligned} \tag{5-3}$$

$$\begin{aligned}
& Ex_{B,c}(T, p, x_c, T^E, p^E, x_c^E) \\
= & \int_{T^E}^T C_{p,B}^\theta(T) \cdot \left(1 - \frac{T^E}{T} \right) \cdot dT + R \cdot T^E \cdot \ln \left[\frac{p \cdot \gamma_B(T, p, x_c)}{p^E \cdot \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)} \right] - R \cdot T \\
& \cdot (T - T^E) \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial T} \right]_{p, x_c} - R \cdot T \cdot (p - p^E) \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial p} \right]_{T, x_c} \\
& + \frac{1}{p}
\end{aligned} \tag{5-4}$$

$$\begin{aligned}
& Ex_{B,a}(T, p, x_c, T^E, p^E, x_c^E) \\
= & \int_{T^E}^T C_{p,B}^\theta(T) \cdot \left(1 - \frac{T^E}{T} \right) \cdot dT + R \cdot T^E \cdot \ln \left[\frac{p \cdot \gamma_B(T, p, x_c)}{p^E \cdot \gamma_B(T^E, p^E, x_c^E)} \right] - R \cdot T \\
& \cdot (T - T^E) \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial T} \right]_{p, x_c}
\end{aligned} \tag{5-5}$$

Todas estas ecuaciones dependen del coeficiente de fugacidad (γ), que se define de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
\gamma_B(T, p, x_c) &= x_B \cdot \exp \int_0^p \left[\frac{V_B(T, p, x_B)}{R \cdot T} - \frac{1}{p} \right] \cdot dp \leftrightarrow \ln \gamma_B(T, p, x_c) \\
&= \ln x_B + \int_0^p \left[\frac{V_B(T, p, x_B)}{R \cdot T} - \frac{1}{p} \right] \cdot dp
\end{aligned} \tag{5-6}$$

Y a su vez, el volumen molar se define así:

$$V_B(T, p, x_c) = R \cdot T \cdot \left[\frac{\partial \ln \gamma_B(T, p, x_c)}{\partial p} \right]_{T, x_c} + \frac{R \cdot T}{p} \tag{5-7}$$

Sin embargo, para facilitar el cálculo, el libro de Gómez (2015) [26] recoge que el volumen molar de una mezcla admite para presiones moderadas un desarrollo en serie del virial, truncado en su segundo coeficiente. Atendiendo a esto, las ecuaciones del coeficiente de fugacidad y del volumen molar quedarían de la siguiente forma:

$$V_m(T, p, x_B) \approx \frac{R \cdot T}{p} + [(1 - x_B)^2 \cdot B_A^*(T) + 2 \cdot (1 - x_B) \cdot x_B \cdot B_{AB}(T) + x_B^2 \cdot B_B^*(T)] \quad (5-8)$$

$$E_{AB}(T) \equiv 2 \cdot B_{AB}(T) - B_A^*(T) - B_B^*(T) \quad (5-9)$$

$$\ln \gamma_A(T, p, x_B) \approx \ln(1 - x_B) + \frac{p \cdot B_A^*(T)}{R \cdot T} + \frac{x_B^2 \cdot p \cdot E_{AB}(T)}{R \cdot T} \quad (5-10)$$

$$\ln \gamma_B(T, p, x_B) \approx \ln(x_B) + \frac{p \cdot B_B^*(T)}{R \cdot T} + \frac{(1 - x_B)^2 \cdot p \cdot E_{AB}(T)}{R \cdot T} \quad (5-11)$$

Las ecuaciones anteriores sí están diferenciadas para cada sustancia. Las funciones $B_A^*(T)$, $B_B^*(T)$, $B_{AB}(T)$ y $E_{AB}(T)$ que aparecen en las ecuaciones 5-8, 5-9, 5-10 y 5-11 se muestran a continuación:

$$\frac{B_A^*(T)}{m^3/mol} = \left[126.301 - 87.127 \cdot \exp\left(\frac{129.104}{T \cdot K^{-1}}\right) \right] \cdot 10^{-6} \quad (5-12)$$

$$\frac{B_{AB}^*(T)}{m^3/mol} = \left[151.445 - 118.366 \cdot \exp\left(\frac{126.134}{T \cdot K^{-1}}\right) \right] \cdot 10^{-6} \quad (5-13)$$

$$\frac{B_B^*(T)}{m^3/mol} = \left[-49.689 - 4.576 \cdot \exp\left(\frac{1660.322}{T \cdot K^{-1}}\right) \right] \cdot 10^{-6} \quad (5-14)$$

$$\frac{E_{AB}(T)}{m^3/mol} = \left[37.878 + 4.031 \cdot \exp\left(\frac{1686.944}{T \cdot K^{-1}}\right) \right] \cdot 10^{-6} \quad (5-15)$$

A continuación, se define el calor específico a presión constante (c_p) para cada sustancia (están en condiciones estándar):

$$\frac{C_{p,A}^\theta(T)}{J/(mol \cdot K)} = 27.659 + 4.470 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T}{K} \quad (5-14)$$

$$\frac{C_{p,B}^\theta(T)}{J/(mol \cdot K)} = 30.820 + 8.974 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T}{K} \quad (5-15)$$

Sin embargo, como se puede ver en el libro de Gómez (2015) [26], las anteriores ecuaciones (de la 5-12 a la 5-15) tienen un rango de validez de temperatura entre -40 y 320 °C. Por lo tanto, fue necesario utilizar el programa REFPROP como fuente de datos para ajustar las ecuaciones del virial en el rango de temperaturas necesario para estudiar el ciclo de Brayton en el rango adecuado. En las Figuras 5-1, 5-2 y 5-3 se muestran ejemplos de los valores de algunas propiedades termodinámicas obtenidos del programa REFPROP:

2: argon/nitrogen/oxygen/water: Specified state points (0,009074/0,7604/0,20673/0,023801)									
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kmol/m ³)	Volume (m ³ /kmol)	Enthalpy (kJ/kmol)	Entropy (kJ/kmol-K)	Cp0 (kJ/kmol-K)	2nd Virial Coef. (m ³ /kmol)	Flow Exergy (kJ/kmol)
1	278	0,1	0,043292	23,099	8939	195,97	29,182	-0,015235	11436
2	287,31	0,1	0,041884	23,875	9211,3	196,93	29,193	-0,012992	11421
3	296,63	0,1	0,040564	24,652	9483,9	197,87	29,205	-0,010915	11415
4	305,94	0,1	0,039326	25,428	9756,4	198,77	29,22	-0,0089891	11418
5	315,25	0,1	0,038162	26,204	10029	199,65	29,236	-0,0071986	11429
6	324,57	0,1	0,037063	26,981	10302	200,5	29,253	-0,0055281	11447
7	333,88	0,1	0,036028	27,756	10575	201,33	29,273	-0,0039697	11473
8	343,19	0,1	0,035048	28,532	10848	202,14	29,295	-0,0025115	11506
9	352,51	0,1	0,03412	29,308	11121	202,92	29,318	-0,001143	11545
10	361,82	0,1	0,033241	30,084	11394	203,69	29,344	0,00014061	11590
11	371,13	0,1	0,032406	30,859	11668	204,44	29,371	0,0013479	11641
12	380,44	0,1	0,031611	31,634	11942	205,17	29,401	0,0024853	11697
13	389,76	0,1	0,030855	32,41	12216	205,88	29,432	0,0035593	11759
14	399,07	0,1	0,030134	33,185	12491	206,57	29,466	0,0045727	11826
15	408,38	0,1	0,029446	33,96	12765	207,25	29,501	0,0055314	11898
16	417,7	0,1	0,028789	34,736	13041	207,92	29,539	0,0064402	11975

Figura 5-1. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $E_{AB}(T)$ Aire Humedo REFPROP.

3: Air: Specified state points (0,7812/0,0092/0,2096)									
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kmol/m ³)	Volume (m ³ /kmol)	Enthalpy (kJ/kmol)	Entropy (kJ/kmol-K)	Cp0 (kJ/kmol-K)	2nd Virial Coef. (m ³ /kmol)	Flow Exergy (kJ/kmol)
1	278	0,1	0,043285	23,103	8055,5	196,74	29,077	-0,011784	11436
2	287,31	0,1	0,041878	23,879	8326,8	197,7	29,087	-0,0096889	11421
3	296,63	0,1	0,040559	24,656	8598,4	198,63	29,099	-0,0077472	11415
4	305,94	0,1	0,039321	25,431	8869,8	199,53	29,112	-0,0059467	11418
5	315,25	0,1	0,038158	26,207	9141,3	200,4	29,128	-0,0042713	11429
6	324,57	0,1	0,03706	26,984	9413,2	201,25	29,144	-0,0027074	11448
7	333,88	0,1	0,036024	27,759	9685	202,08	29,163	-0,0012477	11473
8	343,19	0,1	0,035045	28,535	9956,9	202,88	29,184	0,00011873	11506
9	352,51	0,1	0,034117	29,311	10229	203,66	29,206	0,0014016	11545
10	361,82	0,1	0,033238	30,086	10502	204,43	29,231	0,0026054	11590
11	371,13	0,1	0,032403	30,861	10774	205,17	29,257	0,003738	11640
12	380,44	0,1	0,031609	31,636	11047	205,9	29,285	0,0048053	11697
13	389,76	0,1	0,030852	32,412	11320	206,61	29,316	0,0058135	11758
14	399,07	0,1	0,030132	33,187	11594	207,3	29,348	0,0067651	11825
15	408,38	0,1	0,029444	33,962	11867	207,98	29,382	0,0076654	11897
16	417,7	0,1	0,028787	34,738	12141	208,64	29,419	0,0085191	11973

Figura 5-2. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $B_A(T)$ Aire Seco puro REFPROP.

4: water: Specified state points									
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kmol/m ³)	Volume (m ³ /kmol)	Enthalpy (kJ/kmol)	Entropy (kJ/kmol-K)	Cp0 (kJ/kmol-K)	2nd Virial Coef. (m ³ /kmol)	Flow Exergy (kJ/kmol)
1	298	0,1	55,347	0,018068	1878,8	6,5773	33,587	-1,2442	2859
2	307,11	0,1	55,197	0,018117	2564,9	8,8449	33,629	-1,0653	2868,9
3	316,22	0,1	55,009	0,018179	3250,8	11,046	33,675	-0,922	2898,6
4	325,33	0,1	54,789	0,018252	3936,9	13,185	33,725	-0,80585	2947
5	334,44	0,1	54,539	0,018336	4623,6	15,267	33,779	-0,7106	3013
6	343,56	0,1	54,261	0,018429	5311,6	17,296	33,836	-0,63155	3095,9
7	352,67	0,1	53,959	0,018533	5999,8	19,273	33,897	-0,56544	3194,6
8	361,78	0,1	53,634	0,018645	6689,1	21,203	33,961	-0,50954	3308,6
9	370,89	0,1	53,286	0,018767	7379,8	23,089	34,028	-0,46187	3437,1
10	380	0,1	0,032097	31,156	48459	133,29	34,098	-0,42089	11661
11	389,11	0,1	0,031296	31,953	48794	134,16	34,171	-0,38537	11736
12	398,22	0,1	0,03054	32,744	49125	135	34,247	-0,35438	11816
13	407,33	0,1	0,029823	33,531	49454	135,82	34,325	-0,32716	11902
14	416,44	0,1	0,029142	34,314	49781	136,61	34,406	-0,3031	11992
15	425,56	0,1	0,028494	35,095	50107	137,38	34,489	-0,28169	12087
16	434,67	0,1	0,027876	35,873	50432	138,14	34,573	-0,26259	12187

Figura 5-3. Fragmento del fichero de datos utilizados en el ajuste $B_B(T)$ Agua pura REFPROP.

No se muestran todos los puntos, pero el ajuste se hace hasta los 1200 K para todos los ajustes.

Para $B_A^*(T)$ y $B_B^*(T)$ se emplearán directamente los puntos obtenidos en la columna “2nd Virial Coef.”. Para ello, se utilizará *Microsoft Excel* para sacar la ecuación en función de la temperatura. Dichas funciones se pueden ver en las ecuaciones 5-16 y 5-17:

$$\frac{B_A^*(T)}{m^3/kmol} = -2 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^4 + 6 \cdot 10^{-10} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^3 - 8 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 + 0.0005 \cdot \frac{T}{K} - 0.1029 \quad (5-16)$$

$$\frac{B_B^*(T)}{m^3/kmol} = -3 \cdot 10^{-17} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^6 + 1 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^5 - 3 \cdot 10^{-10} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^4 + 3 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^3 - 0.0002 \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 + 0.0671 \cdot \frac{T}{K} - 9.6151 \quad (5-17)$$

Para obtener la función de $E_{AB}(T)$ se llevará otro proceso para ser consistente con el modelo del libro de Gómez (2015) [26] y asegurar que se complen las condiciones del modo que vamos a emplear.

En un primer paso, se calculará $\Delta_{mez}V_m$ (variación del volumen molar de la mezcla) a través de la siguiente ecuación 5-18:

$$\Delta_{mez}V_m = V_m - \{(1 - x_B) \cdot V_A^* + x_B \cdot V_B^*\} \quad (5-18)$$

Una vez obtenida esta variable, se calcula $E_{AB}(T)$ con la ecuación 5-19:

$$\Delta_{mez}V_m = (1 - x_B) \cdot x_B \cdot E_{AB}(T) \quad (5-19)$$

La x_B empleada es 0,023801, la que se obtiene con 75% de humedad relativa (se explicará como se calcula más adelante). Una vez hecho el cálculo, se ha obtenido esta ecuación para E_{AB} :

$$\frac{E_{AB}(T)}{m^3/kmol} = 3 \cdot 10^{-17} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^6 - 1 \cdot 10^{-13} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^5 + 3 \cdot 10^{-10} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^4 - 3 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^3 + 0.0002 \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 - 0.0616 \cdot \frac{T}{K} + 8,319 \quad (5-20)$$

Para obtener la función de $C_{p,B}$ se ha utilizado el método propuesto en el libro de Gómez (2015) [26], ajustando a las temperaturas entre las que se mueven los puntos del ciclo. El ajuste será para el intervalo entre 298-3000. La función se muestra a continuación:

$$\frac{C_{p,B}^\theta(T)}{J/(mol \cdot K)} = 34.38 + 7.84 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T}{K} - 0.42 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^{-2} \quad (5-21)$$

Para obtener la función de $C_{p,A}$ no se puede emplear el mismo método, dado que no se encuentra la sustancia de aire seco (lo más cercano sería tomar que todo el aire seco es N_2). Para que sea exacto, se ha aprovechado el ajuste de la ecuaciones del virial, donde también está C_p , para obtener la ecuación que define el coeficiente específico a presión constante para el aire. La función se muestra a continuación:

$$\frac{C_{p,A}^\theta(T)}{J/(mol \cdot K)} = 8 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^4 - 3 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^3 + 4 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^2 - 0,0162 \cdot \left(\frac{T}{K}\right) + 31,074 \quad (5-22)$$

Y por último, dado que para calcular estas propiedades es necesario conocer la fracción de vapor de agua en el aire húmedo (x), que se define con las siguientes ecuaciones:

$$x_{H_2O}(T, p, \varphi) = \varphi \cdot p_{H_2O}^{f+g}(T)/p \quad (5-23)$$

$$\frac{p_{H_2O}^{f+g}(T)}{Pa} = 1.6071 \cdot 10^{12} \cdot \left(\frac{T}{K}\right)^{0.2479} \cdot \exp \left[-5.8001 \cdot \frac{10^3}{\left(\frac{T}{K}\right)} - 6.7099 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{T}{K}\right) \right] \quad (5-24)$$

x_{H_2O} es calcula solo una vez, dado que el caudal de aire húmedo es constante a lo largo de todo el ciclo. Por lo tanto, siempre habrá la misma cantidad tanto de aire seco como vapor de agua (el rango de temperaturas que se emplea es suficiente para que no condese el vapor de agua).

5.3 Resultados

Una vez hecha la hoja de cálculo para obtener las propiedades del aire, se estudiarán a continuación tres casos de humedad relativa para poder ver cómo cambia en función de esta variable.

5.3.1 Humedad relativa del 25%

Tabla 5–2. Propiedades en el punto 1 (HR=25%).

γ_a	0,991733779	γ_b	0,007941713
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,91E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,20E+01
V_a (m3/mol)	2,45E-02	V_b (m3/mol)	2,48E-02
ΔU_a (J/mol)	0,00E+00	ΔU_b (J/mol)	0,00E+00
ΔH_a (J/mol)	0,00E+00	ΔH_b (J/mol)	0,00E+00
ΔS_a (J/(mol*K))	0,00E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	0,00E+00
Exc,a (J/mol)	-2,51E+08	Exc,b (J/mol)	-2,51E+08
Exa,a (J/mol)	0,00E+00	Exa,b (J/mol)	0,00E+00

Tabla 5–2. Propiedades en el punto 2 (HR=25%).

γ_a	0,992590308	γ_b	0,008536579
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,94E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,54E+01
V_a (m3/mol)	1,17E-02	V_b (m3/mol)	1,27E-02
ΔU_a (J/mol)	2,70E+03	ΔU_b (J/mol)	3,14E+03
ΔH_a (J/mol)	3,77E+03	ΔH_b (J/mol)	4,42E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,38E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	2,69E+00
Exc,a (J/mol)	-1,08E+09	Exc,b (J/mol)	-1,08E+09
Exa,a (J/mol)	3,36E+03	Exa,b (J/mol)	3,60E+03

Tabla 5–3. Propiedades en el punto 3 (HR=25%).

γ_a	0,992681924	γ_b	0,008813002
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,17E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,01E+01
V_a (m3/mol)	2,27E-02	V_b (m3/mol)	2,53E-02
ΔU_a (J/mol)	1,12E+04	ΔU_b (J/mol)	1,47E+04
ΔH_a (J/mol)	1,55E+04	ΔH_b (J/mol)	1,95E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	2,10E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,74E+01
Exc,a (J/mol)	-2,01E+09	Exc,b (J/mol)	-2,01E+09
Exa,a (J/mol)	9,24E+03	Exa,b (J/mol)	1,11E+04

Tabla 5–4. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=25%).

Υ_a	0,991610103	Υ_b	0,00853914
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,38E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,33E+01
V_a (m ³ /mol)	3,27E-02	V_b (m ³ /mol)	3,55E-02
ΔU_a (J/mol)	2,01E+04	ΔU_b (J/mol)	2,86E+04
ΔH_a (J/mol)	2,74E+04	ΔH_b (J/mol)	3,64E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,31E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,30E+01
Exc,a (J/mol)	-2,90E+09	Exc,b (J/mol)	-2,90E+09
Exa,a (J/mol)	1,75E+04	Exa,b (J/mol)	2,30E+04

Tabla 5–5. Propiedades en el punto 6 (HR=25%).

Υ_a	0,992250796	Υ_b	0,008154272
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,24E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,12E+01
V_a (m ³ /mol)	7,46E-02	V_b (m ³ /mol)	7,75E-02
ΔU_a (J/mol)	1,40E+04	ΔU_b (J/mol)	1,87E+04
ΔH_a (J/mol)	1,92E+04	ΔH_b (J/mol)	2,40E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,41E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,23E+01
Exc,a (J/mol)	-7,97E+08	Exc,b (J/mol)	-7,97E+08
Exa,a (J/mol)	9,03E+03	Exa,b (J/mol)	1,13E+04

Tabla 5–6. Propiedades en el punto 7 (HR=25%).

Υ_a	0,992426577	Υ_b	0,008124071
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,00E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,73E+01
V_a (m ³ /mol)	4,53E-02	V_b (m ³ /mol)	4,69E-02
ΔU_a (J/mol)	5,36E+03	ΔU_b (J/mol)	6,84E+03
ΔH_a (J/mol)	7,47E+03	ΔH_b (J/mol)	8,95E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,81E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,17E+01
Exc,a (J/mol)	-4,65E+08	Exc,b (J/mol)	-4,65E+08
Exa,a (J/mol)	2,07E+03	Exa,b (J/mol)	2,45E+03

5.3.2 Humedad relativa del 50%

Tabla 5–7. Propiedades en el punto 1 (HR=50%).

Υ_a	0,983910879	Υ_b	0,015863957
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,91E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,20E+01
V_a (m ³ /mol)	2,45E-02	V_b (m ³ /mol)	2,48E-02
ΔU_a (J/mol)	0,00E+00	ΔU_b (J/mol)	0,00E+00
ΔH_a (J/mol)	0,00E+00	ΔH_b (J/mol)	0,00E+00
ΔS_a (J/(mol*K))	0,00E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	0,00E+00
Exc,a (J/mol)	-2,51E+08	Exc,b (J/mol)	-2,51E+08
Exa,a (J/mol)	0,00E+00	Exa,b (J/mol)	0,00E+00

Tabla 5–8. Propiedades en el punto 2 (HR=50%).

γ_a	0,984806418	γ_b	0,016985772
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,94E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,54E+01
V_a (m ³ /mol)	1,17E-02	V_b (m ³ /mol)	1,26E-02
ΔU_a (J/mol)	2,69E+03	ΔU_b (J/mol)	3,19E+03
ΔH_a (J/mol)	3,77E+03	ΔH_b (J/mol)	4,45E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,38E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	2,71E+00
Exc,a (J/mol)	-1,08E+09	Exc,b (J/mol)	-1,08E+09
Exa,a (J/mol)	3,36E+03	Exa,b (J/mol)	3,60E+03

Tabla 5–9. Propiedades en el punto 3 (HR=50%).

γ_a	0,985104213	γ_b	0,017229
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,17E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,01E+01
V_a (m ³ /mol)	2,27E-02	V_b (m ³ /mol)	2,48E-02
ΔU_a (J/mol)	1,12E+04	ΔU_b (J/mol)	1,52E+04
ΔH_a (J/mol)	1,55E+04	ΔH_b (J/mol)	1,99E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	2,10E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,74E+01
Exc,a (J/mol)	-2,01E+09	Exc,b (J/mol)	-2,01E+09
Exa,a (J/mol)	9,24E+03	Exa,b (J/mol)	1,14E+04

Tabla 5–10. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=50%).

γ_a	0,984611672	γ_b	0,015899289
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,38E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,33E+01
V_a (m ³ /mol)	3,28E-02	V_b (m ³ /mol)	3,32E-02
ΔU_a (J/mol)	2,01E+04	ΔU_b (J/mol)	3,14E+04
ΔH_a (J/mol)	2,74E+04	ΔH_b (J/mol)	3,88E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,31E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,28E+01
Exc,a (J/mol)	-2,90E+09	Exc,b (J/mol)	-2,90E+09
Exa,a (J/mol)	1,75E+04	Exa,b (J/mol)	2,48E+04

Tabla 5–11. Propiedades en el punto 6 (HR=50%).

γ_a	0,984546304	γ_b	0,016119155
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,24E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,12E+01
V_a (m ³ /mol)	7,46E-02	V_b (m ³ /mol)	7,66E-02
ΔU_a (J/mol)	1,40E+04	ΔU_b (J/mol)	1,90E+04
ΔH_a (J/mol)	1,92E+04	ΔH_b (J/mol)	2,42E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,41E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,21E+01
Exc,a (J/mol)	-7,97E+08	Exc,b (J/mol)	-7,97E+08
Exa,a (J/mol)	9,02E+03	Exa,b (J/mol)	1,15E+04

Tabla 5–12. Propiedades en el punto 7 (HR=50%).

γ_a	0,984617393	γ_b	0,016201685
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,00E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,73E+01
V_a (m ³ /mol)	4,53E-02	V_b (m ³ /mol)	4,68E-02
ΔU_a (J/mol)	5,36E+03	ΔU_b (J/mol)	6,87E+03
ΔH_a (J/mol)	7,47E+03	ΔH_b (J/mol)	8,98E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,81E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,17E+01
Exc,a (J/mol)	-4,65E+08	Exc,b (J/mol)	-4,65E+08
Exa,a (J/mol)	2,07E+03	Exa,b (J/mol)	2,47E+03

5.3.3 Humedad relativa del 75%

Tabla 5–13. Propiedades en el punto 1 (HR=75%).

γ_a	0,976097249	γ_b	0,023767
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,91E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,20E+01
V_a (m ³ /mol)	2,45E-02	V_b (m ³ /mol)	2,47E-02
ΔU_a (J/mol)	0,00E+00	ΔU_b (J/mol)	0,00E+00
ΔH_a (J/mol)	0,00E+00	ΔH_b (J/mol)	0,00E+00
ΔS_a (J/(mol*K))	0,00E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	0,00E+00
Exc,a (J/mol)	-2,51E+08	Exc,b (J/mol)	-2,51E+08
Exa,a (J/mol)	0,00E+00	Exa,b (J/mol)	0,00E+00

Tabla 5–14. Propiedades en el punto 2 (HR=75%).

γ_a	0,97706135	γ_b	0,025349282
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	2,94E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,54E+01
V_a (m ³ /mol)	1,17E-02	V_b (m ³ /mol)	1,26E-02
ΔU_a (J/mol)	2,69E+03	ΔU_b (J/mol)	3,23E+03
ΔH_a (J/mol)	3,77E+03	ΔH_b (J/mol)	4,48E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,38E+00	ΔS_b (J/(mol*K))	2,73E+00
Exc,a (J/mol)	-1,08E+09	Exc,b (J/mol)	-1,08E+09
Exa,a (J/mol)	3,36E+03	Exa,b (J/mol)	3,60E+03

Tabla 5–15. Propiedades en el punto 3 (HR=75%).

γ_a	0,977699017	γ_b	0,025265975
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,17E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,01E+01
V_a (m ³ /mol)	2,27E-02	V_b (m ³ /mol)	2,43E-02
ΔU_a (J/mol)	1,12E+04	ΔU_b (J/mol)	1,58E+04
ΔH_a (J/mol)	1,55E+04	ΔH_b (J/mol)	2,04E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	2,10E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,74E+01
Exc,a (J/mol)	-2,01E+09	Exc,b (J/mol)	-2,01E+09
Exa,a (J/mol)	9,23E+03	Exa,b (J/mol)	1,17E+04

Tabla 5–16. Propiedades en los puntos 4 y 5 (HR=75%).

γ_a	0,978155584	γ_b	0,022215137
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,38E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,33E+01
V_a (m ³ /mol)	3,28E-02	V_b (m ³ /mol)	3,09E-02
ΔU_a (J/mol)	2,00E+04	ΔU_b (J/mol)	3,42E+04
ΔH_a (J/mol)	2,73E+04	ΔH_b (J/mol)	4,11E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,31E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,26E+01
Exc,a (J/mol)	-2,90E+09	Exc,b (J/mol)	-2,90E+09
Exa,a (J/mol)	1,75E+04	Exa,b (J/mol)	2,66E+04

Tabla 5–17. Propiedades en el punto 6 (HR=75%).

γ_a	0,976930184	γ_b	0,023900162
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,24E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	4,12E+01
V_a (m ³ /mol)	7,46E-02	V_b (m ³ /mol)	7,57E-02
ΔU_a (J/mol)	1,40E+04	ΔU_b (J/mol)	1,93E+04
ΔH_a (J/mol)	1,92E+04	ΔH_b (J/mol)	2,45E+04
ΔS_a (J/(mol*K))	3,41E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	4,19E+01
Exc,a (J/mol)	-7,97E+08	Exc,b (J/mol)	-7,97E+08
Exa,a (J/mol)	9,02E+03	Exa,b (J/mol)	1,17E+04

Tabla 5–18. Propiedades en el punto 7 (HR=75%).

γ_a	0,976829866	γ_b	0,024233591
$C_{p,a}$ (J/(mol*K))	3,00E+01	$C_{p,b}$ (J/(mol*K))	3,73E+01
V_a (m ³ /mol)	4,53E-02	V_b (m ³ /mol)	4,66E-02
ΔU_a (J/mol)	5,36E+03	ΔU_b (J/mol)	6,90E+03
ΔH_a (J/mol)	7,47E+03	ΔH_b (J/mol)	9,01E+03
ΔS_a (J/(mol*K))	1,81E+01	ΔS_b (J/(mol*K))	2,17E+01
Exc,a (J/mol)	-4,65E+08	Exc,b (J/mol)	-4,65E+08
Exa,a (J/mol)	2,07E+03	Exa,b (J/mol)	2,49E+03

5.4 Valores de entalpía para el ciclo

Para dar por finalizado este capítulo, se mostarrá en la Tabla 5-19 los valores de entalpía que tendrá el ciclo de Brayton objeto de estudio (HR=50%). En esta tabla estarán los valores para la mezcla de aire húmedo, mientras que en las tablas anteriores muestra por separado A y B:

Tabla 5–19. Propiedades del ciclo Brayton (HR=75%).

Punto	ΔH (J/mol)
1	0
2	3782
3	15586
4=5	27547
6	19265
7	7496

6 COMPORTAMIENTO DEL CICLO DE POTENCIA: COTEJO DE UN MODELO CONTRASTADO

En este capítulo se tratará un modelo de cálculo de propiedades del aire húmedo alternativo al que se ha elaborado en el capítulo 5 del TFG. En el caso de que el error entre ambos modelos sea inferior al 1%, se podrá considerar que el modelo elaborado en este trabajo se considerará adecuado para cubrir los objetivos del TFG.

6.1 Descripción del modelo

Como modelo contrastado se utilizará el que emplea el programa REFPROP. Dicho programa se basa en el artículo de Lemmon *et al.* (2000) [27].

Para sacar los datos, se obtuvieron todas las propiedades disponibles por el programa a una presión y temperatura determinadas. Se elige una presión y a continuación se varía la temperatura desde los 298 K hasta los 1173 K (el valor máximo y el valor mínimo del ciclo) en intervalos de 1 K. Tras esto, se cambiaría al siguiente nivel de presión y se repite el mismo proceso. A continuación se muestran imágenes de los archivos Excel donde se encuentran los datos obtenidos de REFPROP:

2: oxygen/argon/nitrogen/water: Specified state points (0,20631/0,0090555/0,76893/0,015709)

Temperat (K)	Pressure (MPa)	Volume (m³/kmol)	Int. Energ (kJ/kmol)	Enthalpy (kJ/kmol)	Entropy (kJ/kmol-K)	Cp (kJ/kmol-K)	Cp0 (kJ/kmol-K)	Cp/Cv	2nd Virial (m³/kmol)	Fugacity C (oxygen)	Fugacity C (argon)	Fugacity C (nitrogen)	Fugacity C (water)	dB/dT (m³/kmol-K)	
1	298	0,1	24,768	6746,3	9223	198,28	29,221	29,171	1,4005	-0,0095211	0,99935	0,99936	0,9998	0,99438	0,0002074
2	299	0,1	24,851	6767,2	9252,3	198,38	29,222	29,173	1,4004	-0,0093145	0,99936	0,99937	0,99981	0,99443	0,0002075
3	300	0,1	24,934	6788	9281,5	198,48	29,223	29,174	1,4004	-0,0091096	0,99937	0,99938	0,99982	0,99448	0,00020412
4	301	0,1	25,018	6808,9	9310,7	198,57	29,224	29,176	1,4004	-0,0089063	0,99938	0,99939	0,99982	0,99453	0,00020251
5	302	0,1	25,101	6829,8	9339,9	198,67	29,225	29,177	1,4003	-0,0087045	0,99939	0,9994	0,99983	0,99458	0,00020092
6	303	0,1	25,184	6850,7	9369,1	198,77	29,226	29,179	1,4003	-0,0085044	0,9994	0,99941	0,99984	0,99463	0,00019934
7	304	0,1	25,268	6871,6	9398,4	198,86	29,227	29,18	1,4002	-0,0083059	0,99941	0,99942	0,99985	0,99467	0,00019779
8	305	0,1	25,351	6892,5	9427,6	198,96	29,229	29,182	1,4002	-0,0081088	0,99942	0,99943	0,99986	0,99472	0,00019625
9	306	0,1	25,434	6913,4	9456,8	199,06	29,23	29,183	1,4001	-0,0079134	0,99943	0,99944	0,99986	0,99477	0,00019473
10	307	0,1	25,518	6934,3	9486,1	199,15	29,231	29,185	1,4001	-0,0077194	0,99944	0,99945	0,99987	0,99481	0,00019322
11	308	0,1	25,601	6955,2	9515,3	199,25	29,232	29,187	1,4001	-0,0075269	0,99945	0,99946	0,99988	0,99486	0,00019173
12	309	0,1	25,684	6976,1	9544,5	199,34	29,234	29,188	1,4	-0,0073359	0,99946	0,99947	0,99989	0,99491	0,00019026
13	310	0,1	25,768	6997	9573,8	199,44	29,235	29,19	1,4	-0,0071464	0,99946	0,99948	0,99989	0,99495	0,0001888
14	311	0,1	25,851	7017,9	9603	199,53	29,236	29,192	1,3999	-0,0069583	0,99947	0,99949	0,9999	0,99499	0,00018736
15	312	0,1	25,934	7038,0	9632,2	199,62	29,238	29,193	1,3999	-0,0067717	0,99948	0,9995	0,99991	0,99503	0,00018594
16	313	0,1	26,018	7059,7	9661,5	199,72	29,239	29,195	1,3998	-0,0065864	0,99949	0,9995	0,99992	0,99507	0,00018453
17	314	0,1	26,101	7080,6	9690,7	199,81	29,24	29,197	1,3998	-0,0064026	0,9995	0,99951	0,99992	0,99512	0,00018313
18	315	0,1	26,184	7101,5	9720	199,9	29,242	29,198	1,3997	-0,0062202	0,99951	0,99952	0,99993	0,99516	0,00018175

Figura 6-1. Propiedades para una presión de 1 bar en REFPROP.

4: oxygen/argon/nitrogen/water: Specified state points (0,20631/0,0090555/0,76893/0,015709)

Temperat (K)	Pressure (MPa)	Volume (m³/kmol)	Int. Energ (kJ/kmol)	Enthalpy (kJ/kmol)	Entropy (kJ/kmol-K)	Cp (kJ/kmol-K)	Cp0 (kJ/kmol-K)	Cp/Cv	2nd Virial (m³/kmol)	Fugacity C (oxygen)	Fugacity C (argon)	Fugacity C (nitrogen)	Fugacity C (water)	dB/dT (m³/kmol-K)	
1	298	0,3	8,2497	6733,9	9208,8	189,11	29,32	29,171	1,4042	-0,0095211	0,99804	0,9981	0,99941	0,98324	0,0002074
2	299	0,3	8,2776	6754,8	9238,1	189,2	29,32	29,173	1,4041	-0,0093145	0,99807	0,99813	0,99943	0,98339	0,0002075
3	300	0,3	8,3055	6775,8	9267,4	189,3	29,32	29,174	1,404	-0,0091096	0,9981	0,99816	0,99946	0,98354	0,00020412
4	301	0,3	8,3334	6796,7	9296,8	189,4	29,321	29,176	1,404	-0,0089063	0,99813	0,99819	0,99948	0,98368	0,00020251
5	302	0,3	8,3613	6817,7	9326,1	189,5	29,321	29,177	1,4039	-0,0087045	0,99817	0,99822	0,99951	0,98382	0,00020092
6	303	0,3	8,3893	6838,6	9355,4	189,59	29,321	29,179	1,4038	-0,0085044	0,9982	0,99825	0,99953	0,98397	0,00019934
7	304	0,3	8,4172	6859,6	9384,7	189,69	29,322	29,18	1,4037	-0,0083059	0,99823	0,99828	0,99955	0,98411	0,00019779
8	305	0,3	8,4451	6880,5	9414	189,79	29,322	29,182	1,4037	-0,0081088	0,99826	0,9983	0,99958	0,98424	0,00019625
9	306	0,3	8,473	6901,5	9443,4	189,88	29,323	29,183	1,4036	-0,0079134	0,99828	0,99833	0,9996	0,98438	0,00019473
10	307	0,3	8,5009	6922,4	9472,7	189,98	29,323	29,185	1,4035	-0,0077194	0,99831	0,99836	0,99962	0,98452	0,00019322
11	308	0,3	8,5288	6943,4	9502	190,07	29,324	29,187	1,4035	-0,0075269	0,99834	0,99839	0,99964	0,98465	0,00019173
12	309	0,3	8,5567	6964,3	9531,3	190,17	29,324	29,188	1,4034	-0,0073359	0,99837	0,99841	0,99967	0,98478	0,00019026
13	310	0,3	8,5846	6985,3	9560,7	190,26	29,325	29,19	1,4033	-0,0071464	0,9984	0,99844	0,99969	0,98491	0,0001888
14	311	0,3	8,6125	7006,2	9590	190,36	29,325	29,192	1,4032	-0,0069583	0,99843	0,99847	0,99971	0,98504	0,00018736
15	312	0,3	8,6404	7027,2	9619,3	190,45	29,326	29,193	1,4032	-0,0067717	0,99845	0,99849	0,99973	0,98517	0,00018594
16	313	0,3	8,6683	7048,1	9648,6	190,55	29,327	29,195	1,4031	-0,0065864	0,99848	0,99852	0,99975	0,98529	0,00018453
17	314	0,3	8,6962	7069,1	9678	190,64	29,328	29,197	1,403	-0,0064026	0,99851	0,99854	0,99977	0,98542	0,00018313
18	315	0,3	8,7241	7090,1	9707,3	190,73	29,328	29,198	1,403	-0,0062202	0,99853	0,99857	0,99979	0,98554	0,00018175

Figura 6-2. Propiedades para una presión de 3 bares en REFPROP.

6.2 Resultados

Tras utilizar REFPROP, la Tabla 6-1 muestran los valores de entalpía de cada punto del ciclo:

Tabla 6–1. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por REFPROP.

Punto	P (kPa)	T (°C)	$h-h^{\text{ref}}$ (J/mol)
1	101,30	25,00	9223
2	303,90	154,33	13004
3	297,82	539,29	24835
4=5	297,82	900	36787
6	103,97	653,74	28558
7	101,30	278,74	16743

Los valores del ciclo se han obtenido a partir de los archivos Excel descritos anteriormente. Dada la cercanía de los valores de presión y temperatura, se ha cogido el valor de entalpía más cercano a las condiciones de cada punto. Se ha hecho así en lugar de otro método más exacto (como la extrapolación) porque apenas cambiarían los valores.

6.3 Conclusiones del modelo de cálculo de propiedades

A continuación, se va a comparar los resultados obtenidos en el anterior capítulo con los obtenidos por el modelo de REFPROP. De esta manera se podrá conocer la exactitud del modelo creado en este TFG con un modelo constratado, que dará como resultado si es posible emplear el modelo elaborado en este trabajo para el ciclo objeto de estudio. A partir de ahora se denotará como “Pachón” a los valores obtenidos en este TFG, dado que es el autor del mismo

Tabla 6–2. Comparación del modelo del Formulario empleado vs. REFPROP.

Punto	P (kPa)	T (°C)	ΔH Pachón (J/mol)	ΔH REFPROP (J/mol)
1	101,3	25	0	9223
2	303,9	154,33	3782	13004
3	297,82	539,29	15586	24835
4=5	297,82	900	27547	36787
6	103,97	653,74	19265	28558
7	101,3	278,74	7496	16743

Por lo que se muestra en la Tabla 6-2, parece que ambos modelos difieren mucho. Sin embargo esto tiene una explicación sencilla: tienen referencias diferentes. Esto significa que ambos modelos serán comparables cuando cuando tengan la misma referencia, que se arregla de la siguiente forma:

- La referencia del modelo propuesto en este TFG es que la entalpía nula es en las condiciones del ambiente ($p=1$ bar, $T=25$ °C).
- Para poner ambos modelos a la misma referencia, se va a el valor de la entalpía en las condiciones del ambiente en el modelo de REFPROP (9223 J/mol) a todos los valores del modelo creado en este trabajo.
- De esta forma, ambos modelos quedarán con la referencia del modelo de REFPROP.

Los resultados de ambos modelos, ahora con la misma referencia, se encuentran en la Tabla 6-3:

Tabla 6-3. Comparación del modelo del Formulario empleado vs. REFPROP (con la misma referencia).

Punto	P (kPa)	T (°C)	ΔH Pachón (J/mol)	ΔH REFPROP (J/mol)	Desviación REFPROP vs. Pachón (%)
1	101,3	25	9223	9223	0,00%
2	303,9	154,33	13005	13004	0,00%
3	297,82	539,29	24809	24835	0,10%
4=5	297,82	900	36770	36787	0,05%
6	103,97	653,74	28488	28558	0,24%
7	101,3	278,74	16719	16743	0,14%

Como se puede ver, ambos modelos dan los mismos resultados, lo cual hace que el modelo elaborado en este TFG sea válido para el cálculo de propiedades del aire húmedo en el ciclo objeto de estudio.

Sumando a la comparación con REFPROP, también se va a hacer un cotejo con los valores obtenidos en el TFG de Rodríguez (2019) [25]. Esta comparación se llevará a cabo dado que en ambos TFG se elaboran un sistema de cálculo de propiedades del aire húmedo. En ambos trabajos se estudia el mismo ciclo con los mismos rendimientos isentrópicos del compresor y de la turbina. La única diferencia en ambos TFG es el modelo de propiedades empleado. Los valores y su desviación en relación a los de este TFG se pueden ver en la Tabla 6-3:

Tabla 6-4. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por el Formulario empleado vs los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25].

Punto	P (kPa)	T (°C)	ΔH Pachón (J/mol)	ΔH Rodríguez (J/mol)
1	101,30	25,00	0	11884,32
2	303,90	135,09	3782	15767,92
3	303,90	154,33	15586	26998,16
4=5	297,82	539,29	27547	38440,36
6	297,82	900	19265	30527,84
7	103,37	626,38	7496	19297,6

De nuevo, nos encontramos con el mismo problema: ambos modelos no tienen la misma referencia. Para que conseguir que puedan ser comparables, se aplicará la misma referencia en ambos modelos: entalpía nula en las condiciones del ambiente. De esta forma, la Tabla 6-4 muestra una comparación apropiada:

Tabla 6-5. Puntos del ciclo Brayton con los valores de entalpía obtenidos por el Formulario empleado vs los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25] (con la misma referencia).

Punto	P (kPa)	T (°C)	ΔH Pachón (J/mol)	ΔH Rodríguez (J/mol)	Desviación Rodríguez vs. Pachón
1	101,30	25,00	0	0	0,0%
2	303,90	135,09	3782	3816	2,7%
3	303,90	154,33	15586	15936	3%
4=5	297,82	539,29	27547	27854	4%
6	297,82	900	19265	19641	3%
7	103,37	626,38	7496	7649	1,0%

Y como ocurrió con la comparación con REFPROP, la desviación es del 1% al 4%. En el siguiente capítulo se estudiará la incidencia que tiene esta desviación en el cálculo del rendimiento.

7 COMPORTAMIENTO DEL CICLO DE POTENCIA: MICROTURBINA DE GAS

En este capítulo se calculará la energía por mol de sustancia de trabajo que se obtiene de cada elemento generador o consumidor de energía. Dichos elementos serán la turbina, el compresor y el receptor. La turbina y el compresor se encuentran en un mismo eje (Figura 2-3), y será el conjunto del eje lo que proporcione el trabajo útil del ciclo. El receptor será donde se concentre la radiación solar y donde se aportará el calor necesario para obtener el trabajo útil del eje. Gracias al modelo de cálculo de propiedades del aire húmedo utilizado en el Capítulo 6, será posible llevarlo a cabo. Se utilizará el modelo de REFPROP dado que es más contrastado y se ha demostrado que el modelo elaborado en Capítulo 5 coincide con él. Para finalizar, también se calculará el rendimiento energético y exergético del ciclo.

7.1 Ecuaciones

A continuación se exponen las ecuaciones que se utilizarán en este capítulo para los cálculos objetos de estudio. Para estos cálculos, el rendimiento mecánico (η_m) será del 96% y la humedad relativa del 50% (se utilizarán las propiedades del apartado 5.4).

La ecuación 7-1 será la del trabajo generado por la turbina, la ecuación 7-2 la del trabajo consumido por el compresor y la ecuación 7-3 la del calor aportado por el receptor:

$$W_t = H_5 - H_6 \quad (7-1)$$

$$W_c = H_2 - H_1 \quad (7-2)$$

$$Q_a = H_4 - H_3 \quad (7-3)$$

Dado que el ciclo se usa aire húmedo y que las entalpías se calculan por separado para aire seco y vapor de agua, es necesario calcular la entalpía para la mezcla de ambas sustancias. Para ello, se supone una mezcla perfecta y se haría con la ecuación 7-4:

$$H_{A+B} = (1 - x_B) \cdot H_A + x_B \cdot H_B \quad (7-4)$$

El cálculo del trabajo del eje, que será el trabajo útil, se calcula con la ecuación 7-5:

$$W_{eje} = (W_t - W_c) \cdot \eta_m \quad (7-5)$$

Y finalmente se calcularían el rendimiento energético y el exergético:

$$\eta_e = \frac{W_{eje}}{Q_a} \quad (7-6)$$

$$\eta_{ex} = \frac{W_{eje}}{Q_a \cdot \left(1 - \frac{T^E}{T^{RQ}}\right)} \quad (7-7)$$

De forma que el RQ es el receptor y su temperatura será 5777 K.

7.2 Resultados

Tras los cálculos realizados con las ecuaciones anteriores, estos serían los resultados:

Tabla 7–1. Resultados del ciclo de la mTG con los valores de REFPROP.

Variable	Valor
W_t (J/mol)	8229
W_c (J/mol)	3781
Q_a (J/mol)	11952
W_{cjc} (J/mol)	4270,08
η_e	36%
η_{ex}	38%

Para el próximo subapartado, se van a calcular las mismas magnitudes del ciclo para los valores del ciclo del TFG de Rodríguez (2019) [25] (Tabla 6-2) con la misma referencia que RFEPROP:

Tabla 7–2. Resultados del ciclo de la mTG con los valores de Rodríguez.

Variable	Valor
W_t (J/mol)	7912,52
W_c (J/mol)	3883,6
Q_a (J/mol)	11442,2
W_{cjc} (J/mol)	3867,7632
η_e	34%
η_{ex}	36%

7.3 Estudio comparativo

A continuación, se van a cotejar estos resultados con los modelos empleados en los TFG de Rollán (2018) [5] y Rodríguez (2019) [25]. Por un lado, como ya se ha comentado anteriormente, el ciclo de mTG solar empleado tanto en este TFG como en los nombrados es el mismo. Sin embargo, el ciclo de Rollán tiene unos rendimientos isentrópicos de compresor y turbina distintos de los empleados en este TFG (y el de Rodríguez).

Como se puede ver las Figuras 7-1 y 7-2, para un disco de $D=8m$ (el que se utiliza en dicho TFG), se puede ver la potencia eléctrica generada, el rendimiento del ciclo de la mTG y los rendimientos isentrópicos del compresor y la turbina:

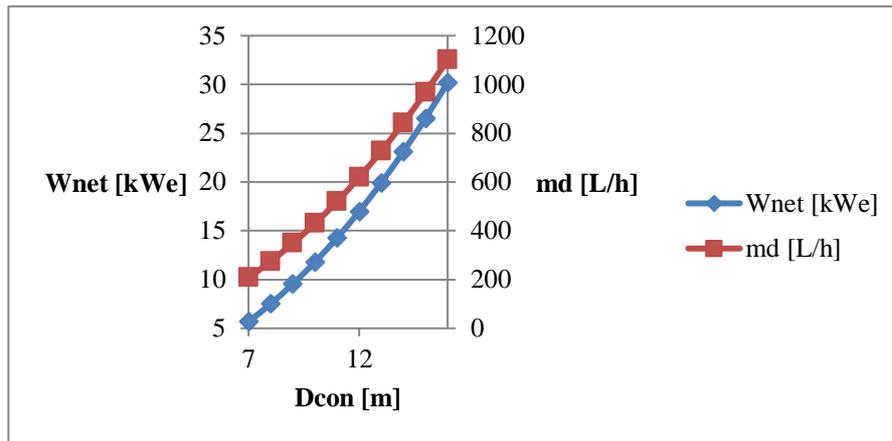


Figura 7-1. Potencia eléctrica y caudal de agua destilada con una TIT de 900 (°C) [5].

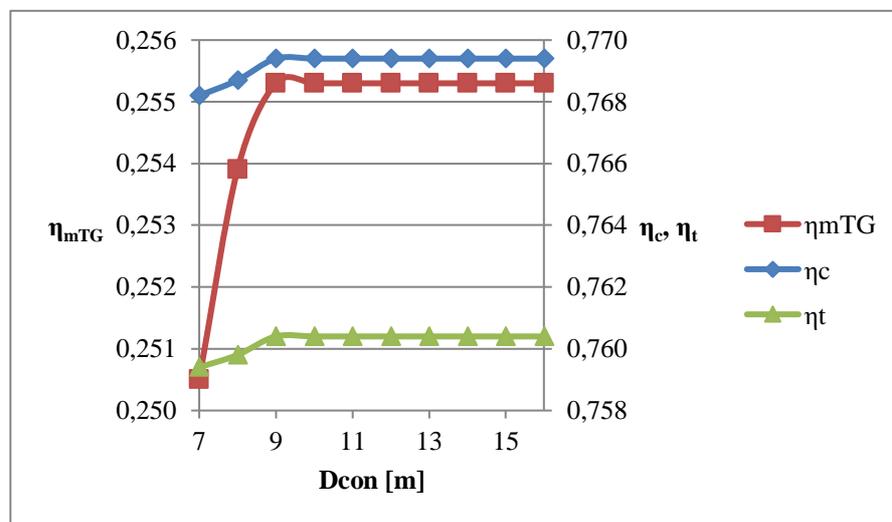


Figura 7-2. Variación del rendimiento isentrópico del compresor y turbina y del rendimiento de la microturbina con el tamaño para una TIT de 900 (°C).

Como se puede apreciar, la potencia generada sería de 7,5 kWe aproximadamente y los rendimientos son los siguientes:

- $\eta_{mTG}=0,254$
- $\eta_c=0,7683$
- $\eta_t=0,7603$

Los rendimientos isentrópicos en este ciclo de este TFG y el de Rodríguez son de 0,85. Por lo tanto no se podría hacer una comparación directa.

No obstante, el modelo de Rollán aporta una relación del calor aportado por el disco paraboloide con su longitud. Gracias a esta relación podremos conocer la potencia mecánica (la del eje) producida tanto en el modelo creado en este trabajo como en el de Rodríguez y se podrá hacer una comparación de producciones correcta. Esta relación se puede utilizar perfectamente dado que hace variar el diámetro del disco y con el la potencia aportada. Dichos cálculos se pueden apreciar en la Tabla 7-2:

Tabla 7-3. Resultados del ciclo de la mTG con los valores del TFG de Pachón vs. los valores del TFG de Rodríguez (2019) [25].

Dcon (m)	\dot{Q}_{rcv} (kWt)	η Pachón	\dot{W}_{eje} Pachón (kWe)	η Rodríguez	\dot{W}_{eje} Rodríguez (kWe)	% Desviación Rodríguez vs. Pachón
7	22,616	0,36	8,14176	0,34	7,68944	6%
8	29,549	0,36	10,63764	0,34	10,04666	6%
9	37,407	0,36	13,46652	0,34	12,71838	6%
10	46,186	0,36	16,62696	0,34	15,70324	6%
11	55,889	0,36	20,12004	0,34	19,00226	6%
12	66,518	0,36	23,94648	0,34	22,61612	6%
13	78,071	0,36	28,10556	0,34	26,54414	6%
14	90,55	0,36	32,598	0,34	30,787	6%
15	103,953	0,36	37,42308	0,34	35,34402	6%
16	118,282	0,36	42,58152	0,34	40,21588	6%

Se puede apreciar que el modelo de Rodríguez tiene una desviación significativa respecto a los valores obtenidos en este TFG (validados con REFPROP). Esto explica la discrepancia del 6% entre los valores respectivos de rendimiento energético y exergético.

7.4 Cálculo del caudal

Para un diámetro del disco paraboloide de 7 metros, se obtiene a partir de la Tabla 7-3 que el $\dot{Q}_{rcv}=22,616$ kWt y un $\dot{W}_{eje}=8,14$ kWe. Sabiendo que el Q_a calculado en el modelo elaborado en este trabajo es de 11952 J/mol (Tabla 7-1), con la ecuación 7-8 se puede calcular el caudal de aire húmedo que se requiere para el ciclo de la mTG solar:

$$\dot{Q}_{rcv} = \dot{q}_{AH} \cdot Q_a \quad (7-8)$$

De esta forma se obtiene que $\dot{q}_{AH}=1,89$ mol/s

8 PROCESO DE DESALACIÓN

En este capítulo se explicará el proceso de desalación por ósmosis inversa, que es el que se va a emplear en este proyecto. Además, se ilustrará un ejemplo real de este sistema de desalación expuesto por un fabricante.

8.1 Desalación de agua salobre por ósmosis inversa

La ósmosis inversa es un proceso de desalación en el que se obtiene agua dulce a partir salada. Para este caso, en vez de usar agua de mar se utilizará agua salobre (menor concentración de sal). Como fuente de la explicación, se han utilizado los apuntes de García (2018) [28].

La ósmosis natural es el proceso contrario de la ósmosis inversa, a partir del cual se va a explicar en que consiste. Se tienen dos recipientes, uno con agua salobre y otro con agua pura (disolvente). Ambos están unidos por una membrana semipermeable, que solo deja pasar el agua. De forma espontánea, el agua se desplazará desde el lado puro al lado salado hasta que las concentraciones de ambos recipientes sea la misma si la membrana es un límite móvil. Esto se genera sin aporte de energía. La presión osmótica es la presión a la que se da el equilibrio de materia, y el disolvente deja de pasar por la membrana cuando la membrana es un límite rígido.

Dado que lo que el objetivo es obtener es agua dulce, lo que interesa es el proceso contrario: que el disolvente pase del recipiente de agua salobre al de agua pura. En esto consiste la ósmosis inversa. Para que sea posible, es necesario aumentar la presión del agua salobre por encima de la presión osmótica. Al ser ahora el recipiente del agua salobre el de mayor presión, el flujo se da en sentido contrario.

En los sistemas comerciales, el agua salada se presuriza mediante una bomba antes de pasar a los módulos de membranas de ósmosis inversa. El agua pura (aunque con una pequeña cantidad de sal) que pasa a través de las membranas constituye una corriente llamada “permeado”. El agua salobre que circula a un lado de la membrana sale del sistema con mayor concentración de sal, cuya corriente se llamará “concentrado”. A modo de esquema se puede observar la Figura 8-1. Este concentrado normalmente vuelve a pasar por otro conjunto de módulos de membranas de desalación para obtener mayor cantidad de permeado.

SWRO desalination: Basic concepts



Conceptual diagram of a SWRO desalination process

SWRO (Sea Water Reverse Osmosis)

Figura 8-1. Esquema de un sistema básico de desalación por ósmosis inversa [28].

8.2 Ejemplo real de un fabricante

Para conocer un sistema real, así como las variables que se emplean, se ha utilizado el ejemplo del catálogo de Energy Recovery [29]. Dicho ejemplo se puede ver en la Figura 8-2:

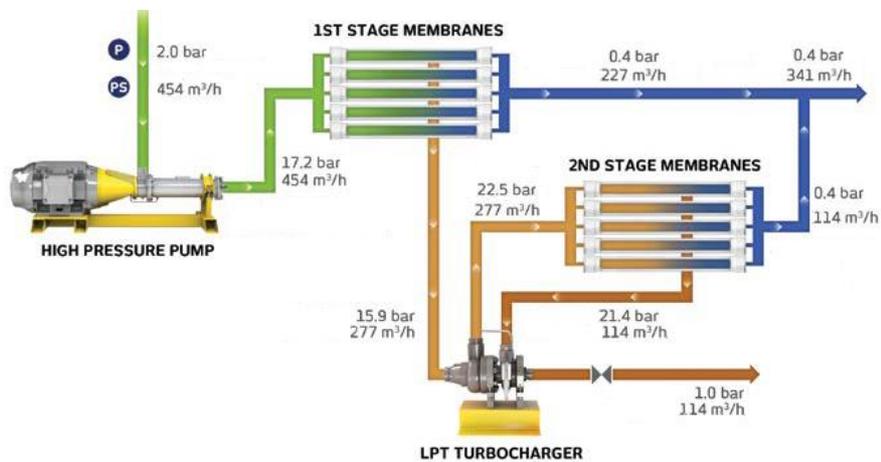


Figura 8-2. Ejemplo real del catálogo de Energy Recovery [29].

Este ejemplo se trata de una desalación en dos etapas. El agua salobre (obtenida de un pozo) sufre un aumento de presión por la bomba de alta presión. Después, se somete a la primera etapa de desalación. Mientras que el primer permeado obtenido pasa al final del sistema, el primer concentrado se someterá a una segunda etapa de desalación, con el objetivo de obtener más permeado. Antes de esta segunda etapa, el primer concentrado pasa por un dispositivo que acopla la expansión del concentrado a la presurización de la llamará “turbocharger”. El turbocharger une en un mismo eje, en un extremo la expansión del caudal de concentrado y en el otro extremo incrementa la presión de un flujo de alimentación. El primer concentrado se hace pasar por la parte de compresión para subir su presión y este se hace pasar por la segunda etapa de desalación. El segundo permeado obtenido se une al primero constituyendo el producto del sistema. Mientras, el segundo concentrado (del que ya no se puede sacar más agua dulce sin un enorme aporte de energía) se expande en el turbocharger. De esta forma, se aprovecha la energía que le queda para poder aumentar la presión del primer concentrado sin necesidad de un nuevo aporte de energía.

A continuación, se harán una serie de cálculos que servirán para caracterizar el sistema. La primera variable será la conversión (r , recovery en inglés), que se define por la ecuación 8-1:

$$r = \frac{\dot{q}_{perm}}{\dot{q}_{feed}} \quad (8-1)$$

Siendo \dot{q}_{feed} y \dot{q}_{perm} los respectivos caudales volumétricos de la alimentación y del permeado. Dado que el caudal de permeado se divide en dos, es necesario sumar ambos valores. El primero es de 227 m³/h y el segundo es de 114 m³/h, dando un total de 341 m³/h. Como el caudal de alimentación es de 454 m³/h, la conversión es del 75%. Este valor entra en valor típico de conversión, siendo el valor normal para altas concentraciones. Para bajas concentraciones, el valor típico es del 90%.

Por último, también se calculará el consumo del sistema. En este caso, el único elemento que consume energía es la bomba. El consumo se calcula como dice la ecuación 8-2:

$$P_{BB} = \frac{\dot{q}_{feed} \cdot \Delta p}{\eta_{BB}} \quad (8-2)$$

El rendimiento del conjunto la bomba será el producto del rendimiento de la bomba (87-92% como valores típicos) y del rendimiento del motor (98% como valor típico). Esto da un rendimiento conjunto de 87,71%. Sabiendo el caudal de alimentación es de 454 m³/h y que el salto de presión es de 15,2 bar, el consumo de la bomba es de 218,5 kW.

Otra forma forma de mostrar la energía empleada es con el consumo específico, SEC (Specific Energy Consumption) que se define en la ecuación 8-3:

$$SEC_{BB} = \frac{P_{BB}}{\dot{q}_{perm}} \quad (8-3)$$

De esta forma, el consumo específico es de 0,64 kW/(m³/h).

8.3 Simulación de casos prácticos

Para finalizar este capítulo se llevará a cabo la simulación de dos casos prácticos que se encuentran en el libro de Wilf *et al.* (2007) [30]. El primero será un caso de agua salobre de alta salinidad, cuya desalación se hará en dos etapas. Y el segundo será un caso de agua salobre de baja salinidad, que se hará en una única etapa. Estas simulaciones se harán con el programa *Q+ Projection Software* (descargado de la página web de “LG Water Solutions: Q+ software [31]).

8.3.1 Agua salobre de alta salinidad

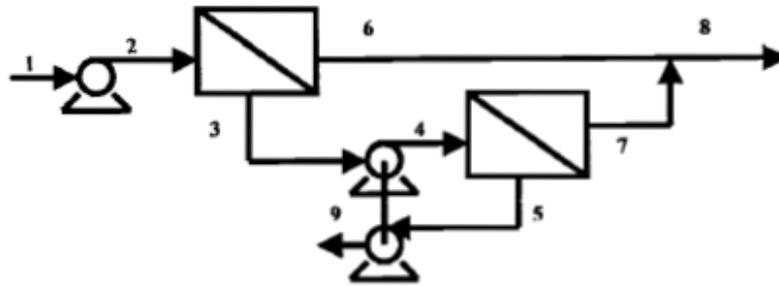
Siguiendo el ejemplo del libro de Wilf *et al.* (2007) [30], que se puede ver las Figuras 8-3 y 8-4, se introducirán los datos de partida en el programa de simulación.

**High salinity brackish RO
Two stages with interstage booster pump at 28°C**

Feed water source: brackish	Feed water type: well water
System configuration: two stages with interstage booster	Output capacity: 10000 m ³ /d (2.64 mgd)
Permeate recovery: 80%	Feed flow: 520.9 m ³ /h (2292gpm)
Feed pressure 1st stage: 17.1 bar (248 psi)	Concentrate pressure: 20.8 bar (280 psi)
Interstage booster pressure: 9 bar (131 psi)	Interstage flow m ³ /h (gpm)
Array: 32: 16 PV (8M)	Elements type: ESPA4+
Average flux: 26.5 l/m ² /h (15.6 gfd)	Calculation for membrane age: 3 years (-20% nominal flow, +30% of nominal salt passage)
Raw water pH 1st pass: 7.0	Feed water temperature: 28°C (82°F)

Constituent	Feed, ppm	Permeate, ppm	Concentrate, ppm
pH	7.0	6.0	7.9
Ca	105	1.0	521
Mg	130	1.3	645
Na	1837	84	8854
K	85	4.8	406
CO ₃	0.3	0.0	1.5
HCO ₃	250	18.4	1176
SO ₄	479	5.1	2374
Cl	2970	123	14356
F	1.4	0.1	6.5
NO ₃	5.0	1.4	19.5
B			
SiO ₂	17.0	0.5	83
TDS	5881	240	28444

Figura 8-3. Primera parte del ejemplo de alta salinidad del libro de Wilf *et al.* (2007) [30].



Location	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Flow, m ³ /h (gpm)	521.3 (2294)	521.3 (2294)	184.9 (814)	184.9 (814)	104.2 (458)	336.0 (1478)	80.7 (355)	416.7 (1833)	104.2 (458)
Pressure, bar (psi)		17.1 (248)	14.2 (206)	23.2 (336)	20.8 (302)				0.5 (7)
TDS ppm	5881	5881	16313	16313	28444	139	657	240	28444

	Main pump	Booster
Feed pressure, bar (psi)	17.1 (248)	9.0
Concentrate pressure, bar (psi)	14.2 (206)	20.8 (302)
Turbine discharge pressure		0.5 (7)
Pump flow, m ³ /h (gpm)	521.3 (2294)	184.9 (814)
Turbine flow, m ³ /h (gpm)		104.2 (458)
Pump efficiency, %	82	82
Motor efficiency, %	94	94
Energy recovery device efficiency, %		80
Combined pumping power, kW (hp)	374.4 (502)	
Recovered power, kW (hp)	46.1 (62)	
Total power requirement, kW (hp)	319.4 (428)	
Pumping energy, kWh/m ³ (kWh/kgal)	0.79 (3.0)	

Figura 8-4. Segunda parte del ejemplo de alta salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].

Del enunciado se saca la composición de las sales del agua, así como la visualización del sistema, las características de los caudales, el número de vasos de presión de cada etapa y la longitud de cada etapa.

Pero antes de empezar, será necesario establecer que el programa emplee unidades del SI, como se ve en la Figura 8-5:

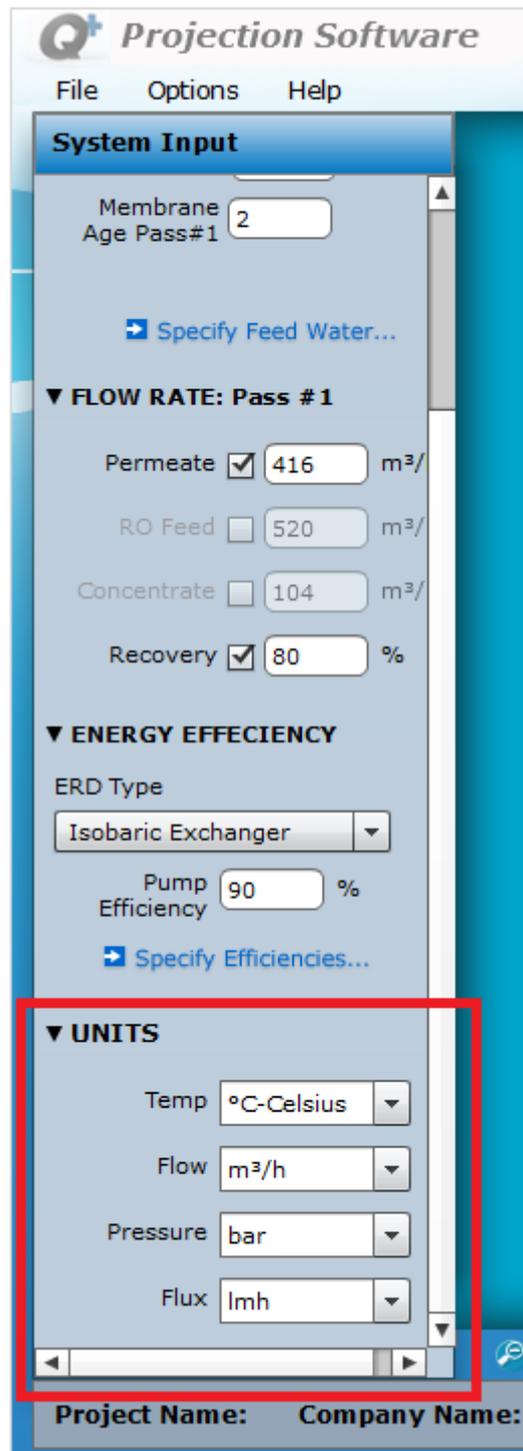


Figura 8-5. Cambio de unidades en Projection Software.

Una vez elegidas las nuevas unidades, el primer paso será introducir la composición de las sales del agua del caso práctico. En la Figura 8-6 se puede ver como se incluyen:

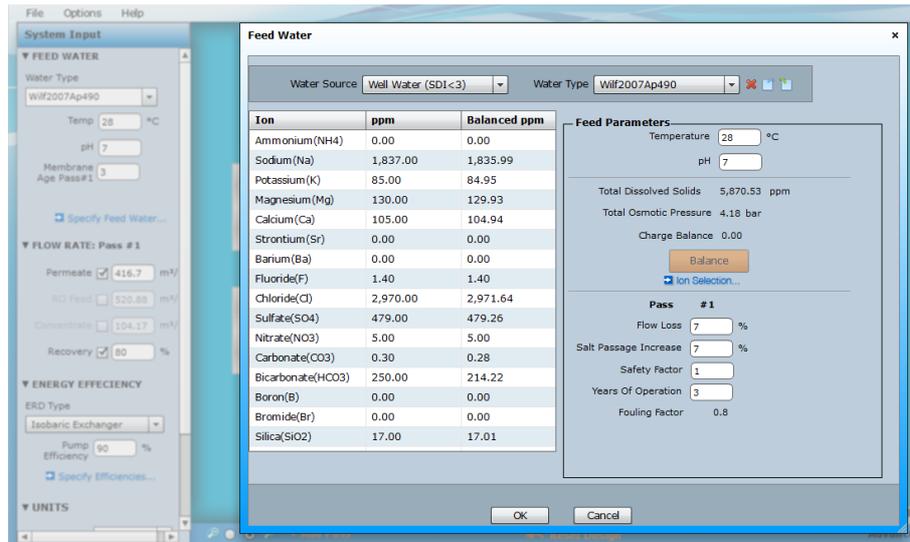


Figura 8-6. Introducción de la composición de las sales del agua salobre de alta salinidad.

Además de incluir la composición de las sales es necesario incluir la temperatura y el pH de la alimentación, y los años de operación.

El siguiente paso sería incluir los datos de la eficiencia energética. Habrá que elegir el tipo de ERD, la diferencia de presión y sus pérdidas. Además, habrá que introducir la eficiencia del bombeo. En la Figura 8-7 se puede ver como se introducen dichos datos:

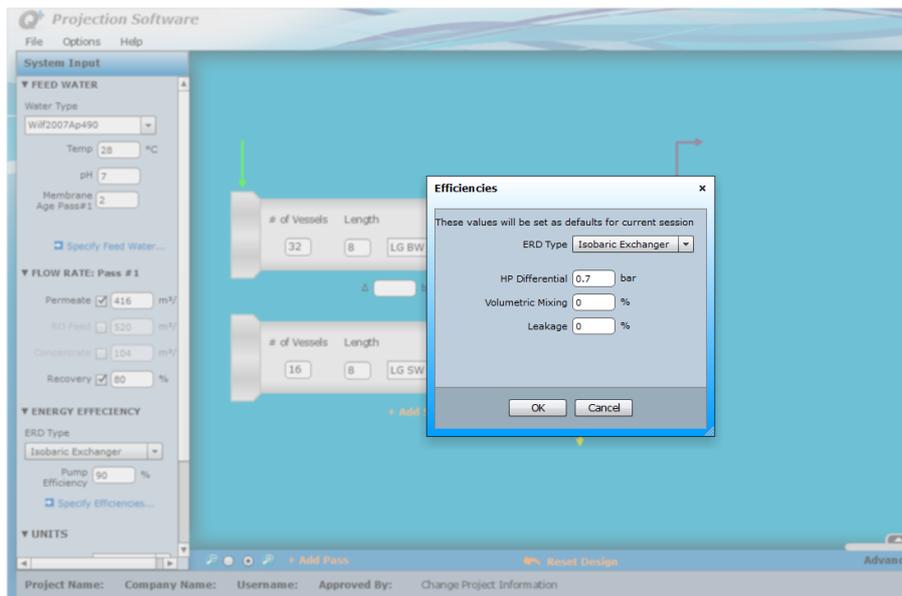


Figura 8-7. Introducción de los parámetros de eficiencia energética.

Finalmente, habrá que incluir las distintas etapas, que deberán incluir número de vasos de presión, longitud y tipo de membrana (que se toma que sea la membrana de tipo LG BW 440 R). Será necesario incluir dos etapas diferentes. En la Figura 8-8 se puede ver la visualización que hace el programar y los resultados obtenidos (que aparecen tras hacer clic en botón "Calculate"):

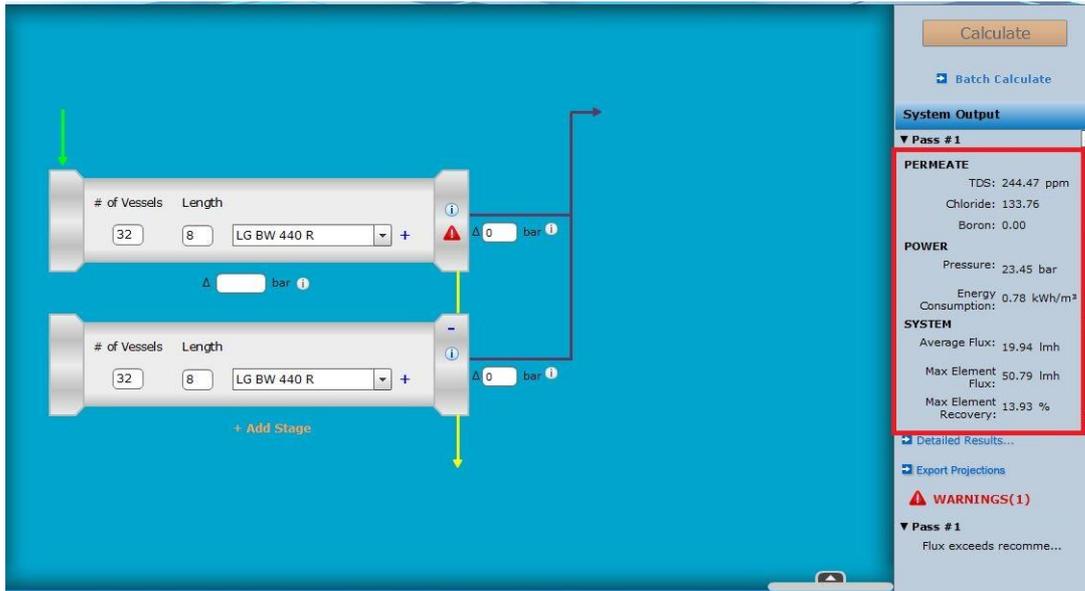


Figura 8-8. Visualización de resultados para el agua salobre de alta salinidad.

Como se puede observar, el permeado tiene una TDS de 244.47 ppm y el consumo de energía específico ha sido de 0.78 kWh/m³. Ambos resultados son prácticamente los mismos del ejemplo del libro de Wilf *et al.* (2007) [30] (Figura 8-4). Esto implica que la simulación se ha hecho de forma correcta y que el tipo de membrana que se ha implantado ha sido la correcta.

El programa *Q+ Projection Software* permite exportar los resultados a un archivo Excel aparte de la visualización en el propio programa. Dicho archivo se puede ver en la Figura 8-9:

A	B	C	D	E	F	G
25	1ST PAS		0.00		Permeate Back Pressure	
26		Interstage Boosting	0.00		bar	
27			Stage 2			
28			(8) LG BW 440 R			
29			32		# PV per Stage	
30			8		# Element per PV	
31			0.00		Permeate Back Pressure	
32		Interstage Boosting	0.00		bar	
33	Output					
34		TDS	244.47		ppm	
35		Chloride	133.76		ppm	
36		Boron	0.00		ppm	
37		Feed Pressure	23.45		bar	
38		Concentrate Pressure	19.65		bar	
39		Energy Consumption	0.78		kWh/m ³	
40		Average Flux	19.94		lmh	
41		Max Element Flux	50.79		lmh	
42		Max Element Recovery	13.93%			
43	Warnings					
44			Flux exceeds recommended maximum of value 42.5 lmh for Well Water (SDI			

Figura 8-9. Archivo Excel con los resultados exportados de *Q+ Projection Software* del caso de alta salinidad.

8.3.2 Agua salobre de baja salinidad

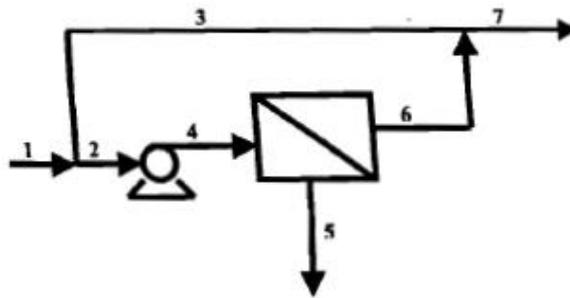
Ahora se estudiará un caso de agua de baja salinidad, también del libro de Wilf *et al.* (2007) [30]. El enunciado de este caso se expone en las Figuras 8-10 y 8-11:

Low salinity brackish RO
Two stages with permeate blending at 25°C

Feed water source: brackish	Feed water type: well water
System configuration: two stages with	RO permeate: 10000 m ³ /d (2.64 mgd)
Blending ratio: 28.6%	Blended output flow: 14000 m ³ /d (3.70 mgd)
Permeate recovery: 85%	Feed flow: 490.2 m ³ /h (2157gpm)
Feed pressure pass: 8.0 bar (116 psi)	Concentrate pressure: 3.3 bar (48 psi)
Array: 32: 16 PV (8M)	Elements type: ESPA4+
Average flux: 29.2 l/m ² /h (17.2 gfd)	Calculation for membrane age: 3 years (-20% nominal flow, +30% of nominal salt passage)
Raw water pH 1st pass: 7.0	Feed water temperature: 25°C (77°F)

Constituent	Feed, ppm	Blended permeate, ppm	Concentrate, ppm
pH	7.0	6.6	7.7
Ca	96	29	628
Mg	11.7	3.5	77
Na	90	32.1	549
K	6.5	2.4	39
CO ₃	0.0	0.0	0.0
HCO ₃	72.6	30.4	408
SO ₄	158.4	47.2	1041
Cl	190.7	61	1221
F	0.2	0.1	1.2
NO ₃			
B			
SiO ₂	24.3	9.3	143.3
TDS	647.3	215	4107

Figura 8-10. Primera parte del ejemplo de baja salinidad del libro de Wilf *et al.* (2007) [30].



Location	1	2	3	4	5	6	7
Flow m ³ /h (gpm)	657.4 (2893)	490.6 (2159)	166.8 (734)	490.6 (2159)	73.5 (323)	416.7 (1833)	583.5 (2567)
Pressure bar (psi)				8 (116)	3.3 (48)		
TDS, ppm	647	647	647	647	4107	41	215

	RO train
Feed pressure, bar (psi)	8 (116)
Concentrate pressure, bar (psi)	3.3 (48)
Pump flow, m ³ /h (gpm)	490.6 (2159)
Pump efficiency, %	82
Motor efficiency, %	94
Pumping power, kW (hp)	138.4 (186)
Recovered power, kW (hp)	
Total power requirement, kW (hp)	138.4 (186)
Pumping energy, kWh/m ³ (kWh/kgal)	0.23 (0.87)

Figura 8-11. Segunda parte del ejemplo de baja salinidad del libro de Wilf et al. (2007) [30].

Para este caso se lleva a cabo el mismo procedimiento del caso anterior (las unidades ya están en SI):

- Introducción de la composición de las sales (Figura 8-12).

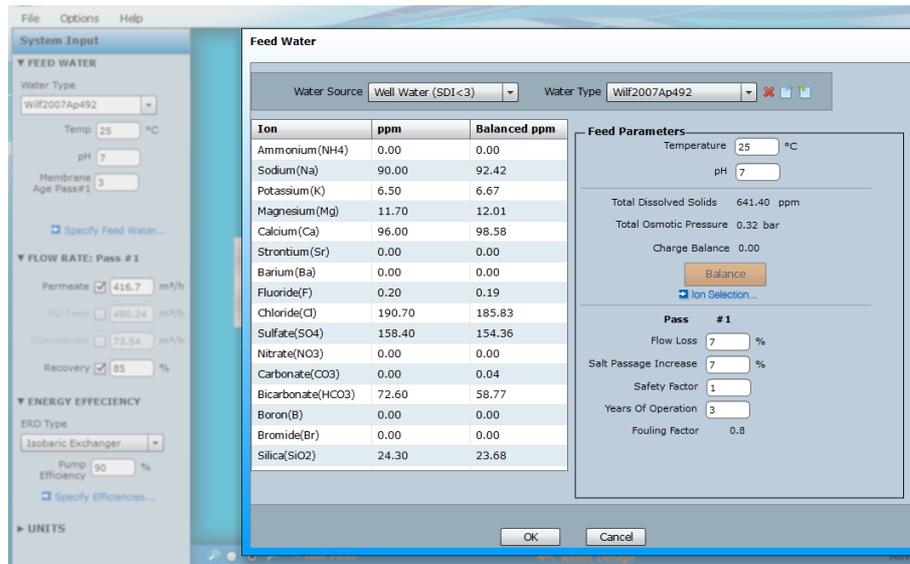


Figura 8-12. Introducción de la composición de las sales del agua salobre de baja salinidad.

- Introducción de la eficiencia energética, que será la misma de caso anterior (Figura 8-7).
- Introducción de las características de la etapa de desalación y visualización de los resultados (Figura 8-13).

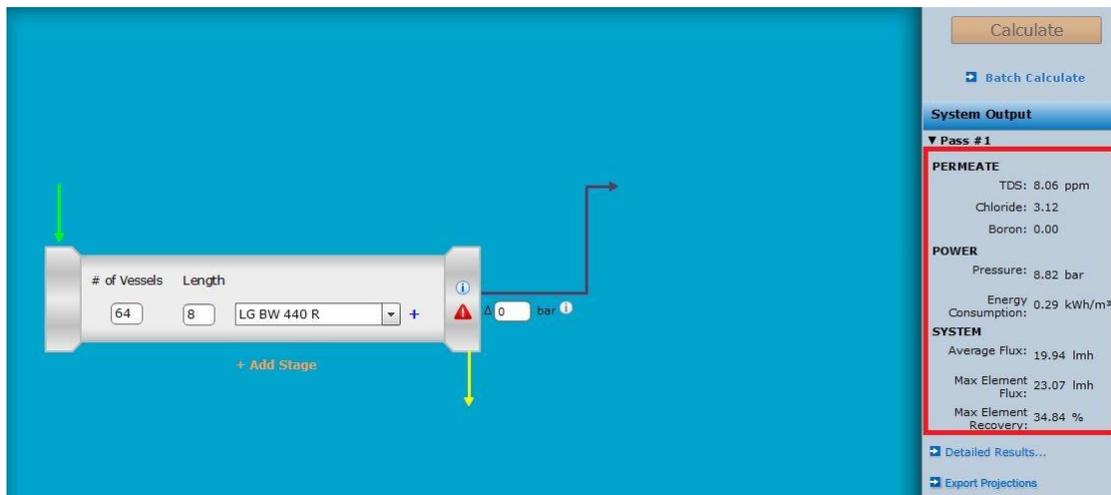


Figura 8-13. Visualización de resultados para el agua salobre de baja salinidad.

Para la simulación no se ha tenido en cuenta la recirculación del caudal 3 porque no se puede incluir en el programa *Q+ Projection Software*. El caudal de permeado se ha considerado el caudal 6 y el de alimentación el caudal 2. La conversión mantiene su valor original. El número de vasos de presión se ha duplicado. Los resultados exportados de *Q+ Projection Software* se pueden ver en la Figura 8-14:

N	O	P	Q	R	S
		90.00%			
Stage 1					
		(8) LG BW 440 R			
# PV per Stage		64		# PV per Stage	
# Element per PV		8		# Element per PV	
Permeate Back Pressure		0.00		Permeate Back Pressure	
bar		0.00		bar	
ppm		8.06		ppm	
ppm		3.12		ppm	
ppm		0.00		ppm	
bar		8.82		bar	
bar		7.87		bar	
kWh/m ³		0.29		kWh/m ³	
lmh		19.94		lmh	
lmh		23.07		lmh	
		34.84%			

Figura 8-14. Archivo Excel con los resultados exportados de Q+ Projection Software del caso de baja salinidad.

El consumo específico es de 0.29 kWh/m^3 , un valor muy parecido al del resultado original. Aunque la TDS del permeado no sea igual, esto se debe al tipo de membrana. La explicación de la diferencia es que no se está usando la misma membrana.

Para compensar la ausencia del caudal del 3 del ejemplo original del libro Wilf *et al.* (2007) [30], se va a calcular cuanto caudal del agua bruta se incluye en el permeado a la salida de la etapa de desalación. Esto se hace así porque el rendimiento del proceso es muy bueno, por lo que no es necesario someter tanta cantidad de agua al proceso.

Los datos de cálculo se exponen a continuación:

- $\dot{q}_{perm,des} = 416,7 \text{ m}^3/h$
- $TDS_{perm} = 8,06 \text{ ppm}$
- $TDS_{pozo} = 641 \text{ ppm}$
- $SEC_{BB} = 0,29 \text{ kWh/m}^3$

A partir de la ecuación 8-4, se varía el \dot{q}_{pozo} hasta conseguir que la TDS_{TOT} (TDS a la salida del sistema completo) sea entre 220-240 ppm:

$$TDS_{TOT} = \frac{\dot{q}_{pozo} \cdot TDS_{pozo} + \dot{q}_{perm} \cdot TDS_{perm}}{\dot{q}_{pozo} + \dot{q}_{perm}} \quad (8-3)$$

Finalmente, con un \dot{q}_{pozo} de $225 \text{ m}^3/h$ se obtiene una TDS_{TOT} de 230 ppm. Se ha tomado el valor más intermedio del intervalo para obtener menos sales en el permeado y el SEC cambia poco en el intervalo tomado, dando un valor de 0.19 kWh/m^3 . El nuevo SEC se ha calculado con la ecuación 8-4 y los resultados se pueden ver en la Figura 8-15:

$$SEC_{TOT} = \frac{SEC_{BB} \cdot \dot{q}_{perm}}{\dot{q}_{pozo} + \dot{q}_{perm}} \quad (8-4)$$

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Qperm (m ³ /h)	416,7		Qpozo (m ³ /h)	TDS (nuevo perm) (ppm)			
2	TDS (perm) (ppm)	8,06		160	183,7			
3	TDS (pozo) (ppm)	641		165	187,6			
4	SEC antiguo (kWh/m ³)	0,29		170	191,5			
5				175	195,3			
6				180	199,0			
7				185	202,7			
8				190	206,3			
9				195	209,8			
10				200	213,3			
11				205	216,8			
12				210	220,2			0,19
13				215	223,5			0,19
14				220	226,8			0,19
15				225	230,0		SEC nuevo (kWh/m ³)	0,19
16				230	233,2			0,19
17				235	236,3			0,19
18				240	239,4			0,18
19				245	242,4			
20				250	245,4			
21				255	248,3			

Figura 8-15. Resultados del nuevo SEC.

Con este último cálculo se ha conseguido hacer una simulación más exacta del ejemplo del libro de Wilf *et al.* (2007) [30].

Para finalizar, considerando que el captador parabolide con la microturbina de gas modelada emplea la potencia eléctrica producida para suministrar la energía principal a un proceso de desalación de agua salobre se obtiene la siguiente tabla de valores. Los consumos de energía principal de la desalación son los valores calculados en este capítulo: 0.78 kWh/m³ en el caso de altas salinidades y 0.19 kWh/m³ en el caso de bajas salinidades. Se ha utilizado la relación dada por el TFG de Rollán (2018) [5] entre el diámetro del concentrador y la potencia térmica que aporta el receptor al ciclo de potencia en el punto de diseño, 780 W/m².

Tabla 8-1. Resultados de la relación diámetro del captador y caudal de agua desalada a partir de la potencia térmica que llega al receptor (Q_{rcv}) calculada en el TFG de Rollán (2018) [5] para un punto de diseño de 780 W/m².

Dcon (m)	Q_{rcv} (kWt)	η Pachón	Weje Pachón (kWe)	Alta salinidad (m ³ /h)	Baja salinidad (m ³ /h)
7	22,62	0,36	8,14	10,44	42,85
8	29,55	0,36	10,64	13,64	55,99
9	37,41	0,36	13,47	17,26	70,88
10	46,19	0,36	16,63	21,32	87,51
11	55,89	0,36	20,12	25,79	105,89
12	66,52	0,36	23,95	30,70	126,03
13	78,07	0,36	28,11	36,03	147,92
14	90,55	0,36	32,60	41,79	171,57
15	103,95	0,36	37,42	47,98	196,96
16	118,28	0,36	42,58	54,59	224,11

9 CONCLUSIONES

En este Trabajo Fin de Grado se ha expuesto un ciclo de una mTG solar que se va a emplear para la desalación de agua salobre. Para ello, se ha buscado información de las distintas tecnologías que lo componen, otras tecnologías empleadas en la desalación solar y se ha descrito el modelo que se estudiaría en este TFG.

Los objetivos principales de este TFG ha sido la elaboración de un método de cálculo de propiedades del aire húmedo, fluido de trabajo del ciclo de la mTG solar (aire húmedo), y el estudio del proceso de desalación del agua salobre.

Respecto al método de cálculo, tras exponer como será del receptor solar, se ha modelado el aire húmedo a partir del formulario de cálculo expuesto en el libro de Gómez (2015) [26]. Dicho formulario se programó a través de la herramienta *Microsoft Excel*, adaptando las ecuaciones al rango de temperaturas del ciclo de potencia.

Una vez terminado el método de cálculo, se compararon sus resultados con los del programa REFPROP, que utiliza un modelo contrastado y fiable para cualquier rango de temperaturas y presiones. Tras hacer el cotejo, se ha podido comprobar que modelo elaborado en este TFG difiere menos de un 1% de los datos de REFPROP, por lo cual se considera un modelo válido. De esta forma, hace que el cálculo de las propiedades se haga de forma más simple con *Microsoft Excel* y con una exactitud más que aceptable.

Además, dado que muchos datos fueron proporcionados por los TFG de Rollán (2018) [5] y Rodríguez (2019) [25], también se hizo una comparativa con los modelos creados por ellos. Mientras que el modelo de Rollán se utilizó para obtener una relación del calor aportado por el receptor solar, y el modelo de Rodríguez sí que fue comparado con el modelo de este TFG. Tras este cotejo, se comprobó que se comete un error del 6% con el modelo utilizado por Rodríguez.

Gracias a este cotejo, se pudo calcular que el ciclo de mTG solar producía una potencia mecánica de 8,14 kW_e, con un caudal de 1,89 mol/s de aire húmedo. Este modelo ha permitido una manera muy fácil y exacta de calcular la potencia producida en el eje del ciclo, que sumado a la mayor simplicidad del modelo empleado, significa una gran mejoría en el cálculo del ciclo de potencia para una mTG solar.

Respecto al proceso de desalación, se ha explicado como se trata el agua salobre a través de la ósmosis inversa. Para complementar, se ha explicado un ejemplo real de un fabricante para conocer los parámetros que hace falta conocer, y se ha calculado el consumo específico del sistema. Y para finalizar, se han simulado dos casos prácticos con el programa *Q+ Projection Software*, cada uno con una salinidad diferente. Se ha tomado que las simulaciones se han hecho de forma correcta si coincidían con los resultados de los casos originales, expuestos en el libro de Wilf *et al.* (2007) [30]. Con el caso de baja salinidad ha sido necesario un cálculo extra aparte de la simulación para que esta fuera más exacta.

Finalmente se concluye el dimensionado recomendado según el caudal de agua desalada deseado y según la salinidad del pozo salobre, que se recoge en la tabla 8-1.

REFERENCIAS

- [1] «Our World in Data,» [En línea]. Available: <https://ourworldindata.org/world-population-growth>. [Último acceso: 07 08 2019].
- [2] «Energía Solar,» [En línea]. Available: <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/alta-temperatura>. [Último acceso: 07 08 2019].
- [3] J. Nelson, N. G. Johnson, P. Doron y E. B. Stechel, «Thermodynamic modeling of solarized microturbine for combined heat and,» *Applied Energy*, vol. 212, p. 592–606, 2018.
- [4] A. Buenaventura Pouyfaucón y L. García Rodríguez, «Solar thermal-powered desalination: A viable solution for a potential market,» *Desalination*, vol. 435, pp. 60-69, 2018.
- [5] M. Rollán Sánchez-Ramade, *Estudio termodinámico de la aplicación de un equipo de desalación al sistema solar de concentración de disco parabólico con microturbina de gas*, Sevilla (España): Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2018.
- [6] M. Silva Pérez, *Lecture 2. Parabolic Through Technology*, Sevilla (España): Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2017.
- [7] «Radha Energy Cell,» [En línea]. Available: <http://www.radhasolar.com/solar-parabolic-dish.html>. [Último acceso: 20 03 2019].
- [8] «Airier Natura,» [En línea]. Available: http://www.airier.com/parabolic_dish_technology.html. [Último acceso: 20 03 2019].
- [9] G. Barreto y P. Canhoto, «Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion of solar energy,» *Energy Conversion and Management*, vol. 132, pp. 119-135, 2017.
- [10] G. E. Carrillo Caballero, L. Sebastian Mendoza, A. Martín Martínez, E. Eduardo Silva, V. Rafael Melian, O. José Venturini y O. Almazán del Olmo, «Optimization of a Dish Stirling system working with DIR-type receiver using multi-objective techniques,» *Applied Energy*, vol. 204, pp. 271-286, 2017.
- [11] M. Mehrpooya, B. Ghorban y S. Sina Hosseini, «Thermodynamic and economic evaluation of a novel concentrated solar power system integrated with absorption refrigeration and desalination cycles,» *Energy Conversion and Management*, vol. 175, pp. 337-356, 2018.
- [12] U. Raj Singh y A. Kumar, «Review on solar Stirling engine: Development and performance,» *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 8, pp. 244-256, 2018.
- [13] G. Gavagnin, D. Sánchez, G. S. Martínez, J. M. Rodríguez y A. Muñoz, «Cost analysis of solar thermal power generators based on parabolic dish and micro gas turbine: Manufacturing, transportation and installation,» *Applied Energy*, vol. 194, pp. 108-122, 2017.
- [14] A. Giostri, «Preliminary analysis of solarized micro gas turbine application to CSP parabolic dish plants,» *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 768-773, 2017.
- [15] G. Gopia, G. Arthanareeswaranb y A. Ismail, «Perspective of renewable desalination by using membrane

- distillation,» *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 144, p. 520–537, 2019.
- [16] B. Peñate y L. García Rodríguez, «Seawater reverse osmosis desalination driven by a solar Organic Rankine Cycle: Design and technology assessment for medium capacity range,» *Desalination*, vol. 284, p. 86–91, 2012.
- [17] W. Chena, C. Zoua, X. Lib y H. Liang, «Application of recoverable carbon nanotube nanofluids in solar desalination system: An experimental investigation,» *Desalination*, vol. 451, pp. 92-101, 2019.
- [18] C. B. Maia, F. V. M. Silva, V. L. C. Oliveira y L. L. Kazmerski, «An overview of the use of solar chimneys for desalination,» *Solar Energy*, vol. 183, pp. 83-95, 2019.
- [19] L. Zuo, Y. Yuana y Y. Z. Zhenjie Lia, «Experimental research on solar chimneys integrated with seawater desalination under practical weather condition,» *Desalination*, vol. 298, pp. 22-33, 2012.
- [20] T. Ming, T. Gong, R. K. de Richter, Y. Wu y W. Liu, «A moist air condensing device for sustainable energy production and water generation,» *Energy Conversion and Management*, vol. 138, pp. 638-650, 2017.
- [21] T. Ming, T. Gong, R. K. de Richter, C. Caia y S. A. Sherif, «Numerical analysis of seawater desalination based on a solar chimney power plant,» *Applied Energy*, vol. 208, pp. 1258-1273, 2017.
- [22] M. Asayesh, A. Kasaeian y A. Ataie, «Optimization of a combined solar chimney for desalination and power generation,» *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 72-80, 2017.
- [23] U. Yaqub, A. Al-Nasser y T. Sheltami, «Implementation of a hybrid wind-solar desalination plant from an Internet of Things (IoT) perspective on a network simulation tool,» *Applied Computing and Informatics*, vol. 15, pp. 7-11, 2019.
- [24] F. Calise, M. Dentice d'Accadia, R. Vanoli y M. Vicidomini, «Transient analysis of solar polygeneration systems including seawater desalination: A comparison between linear Fresnel and evacuated solar collectors,» *Energy*, vol. 172, pp. 647-660, 2019.
- [25] F. J. Rodríguez Tamayo, *Estudio termodinámico de un sistema compuesto por un concentrador solar acoplado a una microturbina de gas. Aplicabilidad y funcionalidad.*, Sevilla (España): Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2019.
- [26] C. Gómez Camacho, *Termodinámica. 2º Curso de Grados de Ingeniería*, Sevilla (España): Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2015.
- [27] E. Lemmon, R. Jacobsen, S. Penoncello y D. and Friend, «Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen from 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa,» *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 29, nº 3, pp. 331-385, 2000.
- [28] L. García Rodríguez, *SWRO desalination: System configuration*, Sevilla (España): Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2018.
- [29] Energy Recovey S.A., *Desalination Products Catalog*, 2018.
- [30] M. WILF, L. AWERBUCH, C. BARTELS, M. MICKLEY, G. PEARCE y N. VOUTCHKOV, *The guidebook to membrane desalination technology*, Balaban Desalination Publications, ISBN 97-80866-8906-56, 2007.

- [31] «LG Water Solutions: Q+ software,» [En línea]. Available: <http://www.lgwatersolutions.com/en/tools>. [Último acceso: 09 09 2019].

GLOSARIO

TFG: Trabajo de Fin de Grado	3
mTG: Microturbina de gas	7
OMSoP: Optimised Microturbine Solar Power Generator	7
LCOE: Levelized Cost of Energy	9
Conc: Concentrador	9
CC: Cámara de Combustión	9
Comp: Compresor	9
Turb: Turbina	9
MD: Membrana de destilación	11
PGMD: Permeate gap membrane distillation	11
AGMD: Air gap membrane distillation	11
V-MEMD: Vacuum multi-effect membrane distillation	11
ORC: Organic Rankine Cycle	11
RO: Reverse Osmosis	12
PTC: Parabolic Trough Collectors	12
MWCNTs: Multiwalled Carbon Nanotubes	12
FV: Fotovoltaica	14
ACS: Agua Caliente Sanitaria	15
LFR: Linear Fresnel Reflector	15
MED. Multi-Effect Distillation	15
ETC: Evacuated Tube Collectors	15
CPVT: Concentrated Photovoltaic/Thermal Collectors	15
REFPROP: REference fluid PROPERTIES	21
Coef: Coeficiente	22
HR: Humedad Relativa	24
RQ: Reservorio de Calor	33
SWRO: Sea Water Reverse Osmosis	38
SI: Sistema Internacional	41
ERD: Energy Recovery Devices	43
TDS: Total Dissolved Solids	44