

2020-01

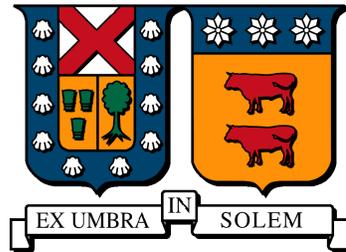
ALTERNATIVA DE APROVECHAMIENTO DEL CALOR RESIDUAL DE UNA PLANTA DE FUERZA DE CO₂ SUPERCRÍTICO UTILIZANDO UNA PLANTA DE DESALINIZACIÓN MED

PRADO LARRAÍN, TOMÁS

<https://hdl.handle.net/11673/48829>

Repositorio Digital USM, UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



**ALTERNATIVA DE APROVECHAMIENTO
DEL CALOR RESIDUAL DE UNA PLANTA
DE FUERZA DE CO₂ SUPERCRÍTICO
UTILIZANDO UNA PLANTA DE
DESALINIZACIÓN MED**

TOMÁS PRADO LARRAÍN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : PH.D RODRIGO SEBASTIÁN BARRAZA VICENCIO

PROFESOR CORREFERENTE : ING. MAURICIO ANTONIO REYES

VALENZUELA

Enero 2020

Resumen

El agua y la energía son fundamentales para el desarrollo humano. Actualmente existe un alto consumo de agua, a la vez, una disminución de las fuentes naturales de estas. Debido a esto, nos enfrentamos a una escasez de agua.

La desalinización de agua a sido presentada como una solución a este problema. Pero tiene la dificultad de ocupar grandes cantidades de energía. Es por esta razón, que se plantea acoplar una planta de desalinización a una planta de fuerza, a través del calor de rechazo de esta.

Las plantas de fuerza de CO₂ supercrítico se han estudiado debido a su mayor potencial de eficiencia en comparación a los ciclos convencionales Rankine. Estas plantas liberan calor en su sección de enfriamiento, en un rango de temperatura desde 130 a 40 °C lo que coincide con el rango de operación de las plantas desaladoras MED, las cuales, requieren una energía motriz cercana a los 70 °C y menores.

En este estudio se trabajó con dos modelos computaciones desarrollado por alumnos de magíster de la UTFSM. El primero de estos modela una planta de fuerza de CO₂ y el segundo una planta MED. Para unir ambos modelos, se realizo un modelo en EES para un generador de vapor que utilice CO₂ como fuente de calor.

Posteriormente, son evaluados los costos de inversión de cada componente involucrado y los costos de operación asociados. Finalmente, se plantea y resuelve un problema exergoeconómico para evaluar el sistema.

En un primer lugar, se obtuvo con costo de destilado cercano a los 0,60 [USD/m³], sin considerar los costos de traslado de agua. Este valor esta en un rango que permite

participar en el mercado.

Ya que, la planta de fuerza esta considerada como una planta solar, se evaluó el sistema en una locación con buena radiación, cercano a la costa chilena. Donde el costo de destilado se eleva hasta 11 [USD/m³] para la ultima unidad generada. Este valor sube principalmente por el costo de traslado de agua.

Finalmente, se plantea como se puede hacer viable este alto costo de destilado, trabajando en conjunto a una empresa dentro de la minería chilena.

Abstract

Water and energy are fundamental for human development. There is currently a high water consumption, together with a decrease in their natural sources. Because of this, we face a water shortage.

Water desalination has been presented as a solution to this problem. But it has the difficulty of occupying large amounts of energy. It is for this reason, that it is proposed to attach a desalination plant to a power plant, through the heat of rejection of it.

Supercritical CO₂ power plants have been studied due to their greater efficiency potential compared to conventional Rankine cycles. These plants release heat in their cooling section, in a temperature range from 130 to 40 ° C, which coincides with the operating range of MED desalination plants, which require steam close to 70 ° C and below. .

In this study worked with two computer models developed by master students of the UTFSM. The first of these models a CO₂ force plant and the second a MED plant. To join both models, a model was made in EES to design a steam generator that uses CO₂ as a heat source.

Subsequently, the investment costs of each component involved, and the associated operating costs are evaluated. Finally, an exergoeconomic problem is posed and solved to evaluate the system.

In the first place, it was obtained with a distillation cost close to 0.60 [USD / m³], without considering the costs of water transport. This value is in a range that allows to participate in the market.

Since, the power plant is considered a solar plant, the system was evaluated in a location with good radiation, close to the Chilean coast. Where the cost of distillate rises to 11 [USD / m³] for the last unit generated. This value rises mainly because of the cost of water transport.

Finally, it is proposed how this high cost of distillate can be made viable, working together with a company within Chilean mining.

Índice general

1	Introducción	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Objetivos	3
2	Estado del arte	4
2.1	Plantas de fuerza de sCO ₂	4
2.2	Plantas desalinizadoras MED	6
3	Estudio de modelos existentes	9
3.1	Modelo de planta de fuerza sCO ₂	9
3.2	Modelo planta MED	11
4	Desarrollo de acoplamiento	20
4.1	Principio básico de acoplamiento	20
4.2	Propuesta de diseño	21
4.3	Modelo termodinámico	25
4.4	Modelo económico	27
4.4.1	Costos de inversión	28
4.4.2	Costos por operación	31
4.5	Modelo exergoeconómico	33
4.6	Creación del modelo	38
5	Análisis y resultados	40
6	Conclusiones y recomendaciones	56
A	Calculo de costo de inversión	63
B	Ecuaciones	65

Índice de figuras

2.1	Esquema de diseño presentado por Kouta	5
2.2	Esquema básico de un sistema MED	6
3.1	Esquema de planta de sCO_2	9
3.2	Esquema de modelo de planta solar MED	11
3.3	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura del vapor motriz con el resto de las condiciones nominales . . .	13
3.4	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura del vapor motriz con el resto de las condiciones nominales . . .	14
3.5	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura de ingreso del agua de mar con el resto de las condiciones nominales	15
3.6	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función del flujo de alimentación con el resto de las condiciones nominales	16
3.7	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la salinidad del agua de mar con el resto de las condiciones nominales	17
3.8	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función del número de efectos con el resto de las condiciones nominales	18
3.9	Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de temperatura de vapor motriz y del número de efectos con el resto de las condiciones nominales	19
4.1	Esquema de acoplamiento básico	21
4.2	Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se hierve	22
4.3	Variación de temperatura a lo largo de un generador de vapor y un ventilador conectados en serie	23
4.4	Variación de temperatura a lo largo de varios equipos conectados en serie	24

4.5	Esquema del sistema propuesto	24
4.6	Gráfico de calor específico del dióxido de carbono en función de la temperatura para 3 presiones diferentes	26
4.7	Esquema con los flujos de entrada y salida considerados en el diseño	27
4.8	Área del enfriador por aire en función de temperatura de entrada	30
4.9	Costo específico de toma de agua	30
4.10	Potencia eléctrica requerida en función de temperatura de entrada del ventilador	33
4.11	Esquema de flujos que interactúan con la planta de fuerza	35
4.12	Esquema de flujos que interactúan con los intercambiadores de calor	36
4.13	Esquema de flujos que interactúan con las plantas MED	36
4.14	Esquema de flujos que interactúan con el ventilador	36
4.15	Diagrama de bloques del código en Python	39
5.1	Diagrama del modelo propuesto con una etapa de extracción	40
5.2	Diagrama de temperatura del modelo con una etapa de extracción	41
5.3	Diagrama de temperatura del modelo con dos etapas de extracción	42
5.4	Distribución de costo de inversión para diferente número de etapas instaladas	47
5.5	A la izquierda, muestra de explorador solar, a la derecha mapa de elevación	48
5.6	Consumo específico de agua de mar de planta MED por etapa de extracción de diseño propuesto	49
5.7	Distribución de costo de inversión para diferente número de etapas instaladas considerando traslado de agua	49
5.8	Distribución de costos de operación para evaluación sin bombeo (a,b,c,d,e) y con bombeo (f,g,h,i,j) para diferente número de etapas instalada	52
5.9	Evolución del consumo esperado de agua fresca y agua de mar en la minería del cobre entre los años 2009 y 2026	53
5.10	Costo por uso de agua de mar en diferentes países mineros con depósitos en altura	54

Índice de tablas

5.1	Variabes y ecuaciones usados en el problema exergoeconómico en modelo con una etapa	41
5.2	Resultados obtenidos con una etapa de extracción a 70 °C	42
5.3	Resultados obtenidos con dos etapas de extracción a 70 y 65 °C	43
5.4	Resultados obtenidos con tres etapas de extracción a 70, 65 y 60 °C	43
5.5	Resultados obtenidos con cuatro etapas de extracción a 70, 65, 60 y 55 °C	43
5.6	Resultados obtenidos con cinco etapas de extracción a 70, 65, 60, 55 y 50 °C	44
5.7	Resumen de resultados específicos para cada etapa instalada en un sistema de 5 etapas sin considerar el costo de bombeo	44
5.8	Resumen de resultados para diferentes número de etapas instaladas sin considerar el costo de bombeo	45
5.9	Resultados de temperatura de CO_2 y eficiencia exergética para cada etapa en un sistema con 5 etapas instaladas.	45
5.10	Resumen de costo de inversión en función del número de etapas instaladas	46
5.11	Costo de agua y destilado generado para diferentes número de etapas considerando costo de bombeo	48
5.12	Flujo mezclado de salmuera y agua de refrigeración para diferentes número de etapas instaladas	53
A.1	Extracto de tabla A.1 de [1]	63
A.2	Extracto de tabla A.2 de [1]	63
A.3	Extracto de tabla A.4 de [1]	64
A.4	Valores tabulados de grafico A.18 de [1]	64
A.5	Valores tabulados de grafico A.18 de [1]	64

Capítulo 1

Introducción

1.1. Antecedentes

El agua y la energía son fundamentales para el desarrollo humano [2], actualmente debido al alto consumo de agua (humano e industrial), junto con la disminución de sus fuentes debido a cambios climáticos y contaminación [3]. Nos enfrentamos a una escasez de agua. En cambio, la generación de electricidad se ha enfrentado a nuevos desafíos medioambientales. Lo que a movido al mercado a desarrollar métodos que reduzcan la utilización de combustibles fósiles. En el ultimo periodo, en el mercado a entrando con gran impacto las plantas de fuerza solares, eólicas y entre otras menores las cuales no son a base combustibles fósiles.

La desalinización es una solución a la escasez de agua, pero tiene la dificultad de ocupar una gran cantidad de energía. Actualmente se estima que hay 15.906 planta desaladoras operativas en el mundo, la cuales generan más de 95 millones de metros cúbicos al día. La tecnología predominante en esta área es la Ósmosis inversa con un 69 % de las plantas instaladas, a continuación, Destilación Instantánea de Multietapas (MSF) con 18 % y Destilación Multiefecto (MED) con 7 %, a continuación Nanofiltración (3 %), Electrodiálisis (2 %) y el resto tecnologia con menos del 1 % de participación [4].

El 61 % del agua de alimentación de dichas plantas es agua mar, el 21 % corresponde a aguas salobres y el 8 % proveniente de agua de ríos, y el principal uso de estas aguas es el uso residencial con 75.2 % mientras el uso industrial es de 23.4 %, hoy en

día los costos son muy altos para justificar otros usos, como puede ser el regadío que solo ocupa el 0.8 % [4].

Usualmente para generar energía eléctrica proveniente de cualquier fuente térmica no fósil, es utilizado un ciclo Rankine. El cual, esta compuesto de un compresor, una turbina de vapor, una zona de ingreso de calor y otra de rechazo de calor. En la actualidad se estudian nuevas formas de transformar la energía térmica en energía eléctrica. Una propuesta es a través de un ciclo Brayton cerrado con dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabajo.

En este estudio se analiza dos modelos computaciones. Uno de una planta de fuerza del tipo CO_2 a una presión supercrítica y otro de una planta MED. Con el fin de analizar la posibilidad de acoplar la planta de desalinización a la planta de fuerza, mediante el uso del calor residual, considerando el problema termodinámico y económico.

1.2. Objetivos

1. General

- Estudiar las alternativas de aprovechamiento del calor residual de una planta de fuerza solar del tipo CO₂ supercrítico en una planta desaladora MED a través del desarrollo de modelos numéricos.

2. Específicos

- Estudiar la bibliografía y revisar el estado del arte relacionado con las plantas de fuerzas solares y los métodos de desalinización térmicos.
- Analizar los modelos de CO₂ y MED determinando los rangos y parámetros de funcionamiento de cada uno.
- Construir un modelo numérico que permita acoplar ambos sistemas mediante la generación de vapor y ejecución de los sistemas que permita estudiar distintas configuraciones.
- Analizar las variables técnicas y operacionales que permitan acoplar de forma óptima los sistemas involucrados y económicamente viable.

Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Plantas de fuerza de sCO_2

Una planta de fuerza es una instalación industrial que se encarga de generar energía eléctrica. Hoy en día existen una gran variedad de estas. Las cuales se pueden clasificar en dos grandes grupos en función de su energía primaria, térmicas fósiles o renovables. Hoy en día las de fuentes renovables han ganado más participación en el mercado. Debido a los avances tecnológicos que han permitido extraer energía de fuentes anteriormente inaccesible y una motivación medioambiental.

Unos de los métodos más utilizado para la generación de electricidad a partir de una fuente de calor es el ciclo Rankine. El cual trabaja con vapor y en su construcción más simple éste está compuesto por una caldera, una bomba, una turbina y un condensador. De esta manera es capaz de transformar la energía térmica adquirida en el vapor, a energía mecánica a través de la turbina. La cual, es conectada a un generador eléctrico para generar electricidad. Una ventaja de este ciclo que es independiente del origen de la fuente de calor, se puede utilizar tanto con combustible fósil, radiación solar, biomasa, geotermia, energía nuclear o residuo de calor industrial o cualquier otra fuente de calor disponible [5].

El ciclo Brayton con dióxido de carbono supercrítico (sCO_2) como fluido de trabajo es propuesto como una alternativa al ciclo Rankine [6]. Este fluido, cercano a su punto crítico (30.98 [°C] y 7.377 [MPa]) es un gas denso que se comporta de manera incompresible ($Z \approx 0,2 - 0,5$). De esta manera el compresor realiza un trabajo menor en

comparación a un ciclo Brayton convencional [6,7]. Además, debido a sus propiedades permite una mayor temperatura en la turbina [8, 9]. De esta manera, obteniendo más energía que un ciclo Brayton común. En comparación a un ciclo Rankine el tamaño de las turbomáquinas es inferior, llegando incluso a ser hasta 10 veces menor a una turbina de vapor convencional [10].

Debido a que el ciclo de sCO_2 puede funcionar con cualquier fuente de calor que cumpla los requerimientos térmicos, es un buen candidato para ser aplicado en un sistema de cogeneración, tanto como un sistema de principal o secundario.

Kouta et al. [11] plantea una planta de concentración solar con almacenamiento térmico. La cual, alimenta a través de un intercambiador de calor una planta de fuerza de sCO_2 . El calor residual de ésta es usado para precalentar la entrada de agua de mar de una planta de desalinización de tipo Evaporación multiefecto con compresión térmica de vapor (MEE-TVC por sus siglas en ingles). La planta de desalinización también adquiere calor del almacenamiento térmico a través de un segundo intercambiador de calor.

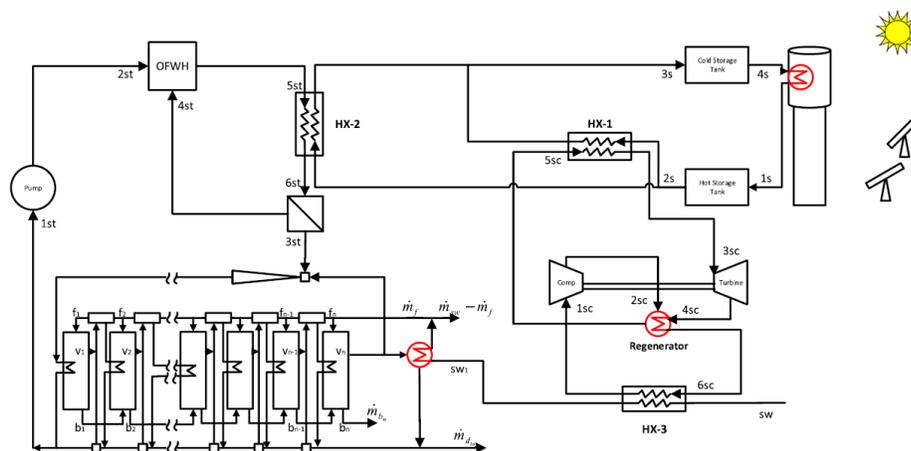


Figura 2.1: Esquema de diseño presentado por Kouta. Fuente: [11]

Moroz et al. [12] investiga con múltiples configuraciones de cogeneración de sistemas que utilizan sCO_2 . Algunos de estos usando de alta un ciclo Rankine, potenciando por combustible, y de baja usando un ciclo sCO_2 , o otros utilizando ciclos de sCO_2 tanto como alta y baja.

2.2. Plantas desalinizadoras MED

Existen varios métodos para realizar una desalinización del agua de mar. Hoy en día se utilizan principalmente tres tecnologías, ósmosis inversa (69 %) y Destilación Instantánea de Multietapas (MSF) (18 %) y Destilación Multiefecto (MED) (7 %) [4].

La Destilación Multiefecto (MED por sus siglas en inglés, Multi Effect Distillation), se compone de múltiples etapas llamadas efectos. Cada uno de estos efectos se puede describir como una cámara con un serpentín el cual entra y sale de la cámara. Donde cada efecto tiene una presión por debajo de la presión atmosférica y menor al efecto anterior.

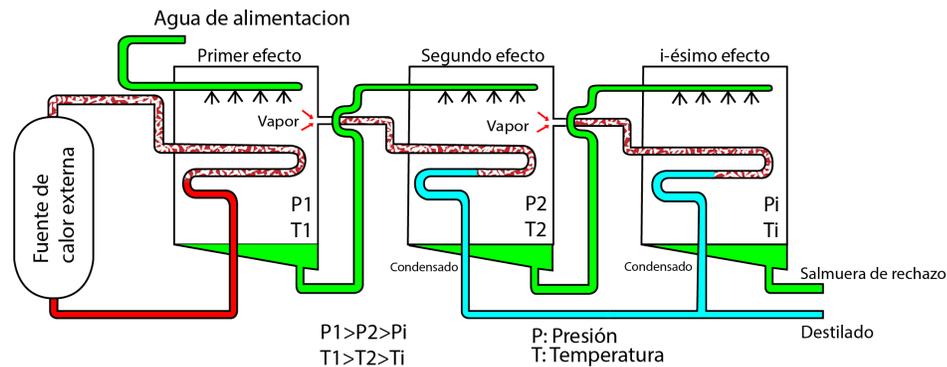


Figura 2.2: Esquema básico de un sistema MED. Fuente: Elaboración propia

En el primer efecto se rociá agua de mar dentro de la cámara. El agua rociada entra en contacto con el serpentín que en su interior contiene vapor saturado. De esta manera, parte del agua de mar es evaporada y el vapor del serpentín es condensado. Por otro lado, el agua que no es evaporada aumenta su salinidad (salmuera) y es rociada en el siguiente efecto. El agua de mar evaporada en el primer efecto es capturada e introducida en el serpentín del siguiente efecto repitiendo el proceso. Este proceso se repite un número de veces, determinado de esta manera el número de efectos del sistema. La salida de cada serpentín, a excepción del primero, se condensa para obtener destilado. En algunas configuraciones este flujo pasa por un condensador para garantizar la salida en forma de agua y al mismo tiempo precalentar el agua de mar que esta entrando al sistema.

Este ciclo puede tener más de una configuración y sus principales clasificaciones

son:

- Sobre el tipo de alimentación, si es agua de mar o salobre, la cual típicamente definirá la configuración de avance del agua, esta puede ser alimentación adelantada (Forward Feed), alimentación retrasada (Backward Feed), alimentación en paralelo (Parallel Feed)
- Según la temperatura más alta que alcanza la salmuera.
- En relación al tipo de evaporador en los efectos.
- La disposición de los efectos, si horizontal o vertical.

Al aumentar el número de efectos, aumenta la eficiencia del sistema y por lo tanto, la cantidad de agua producida. Este cambio es menor al aumentar el número de efectos.

Este proceso tiene la característica que para funcionar necesita energía térmica principalmente. Utiliza energía eléctrica solamente para mover los fluidos y mantener la presión. Por lo tanto, es versátil, ya que para, conseguir la energía necesaria para operar, se puede ocupar múltiples fuentes de calor. Usualmente se utiliza combustibles fósiles, pero hoy en día se ha buscado otras formas, tales como energía solar de concentración o calores residuales de otros procesos térmicos [13, 14].

Esto vuelve atractivo el ciclo, ya que se puede acoplar a otro proceso en cogeneración, debido a que requiere principalmente calor, y su temperatura de operación es relativamente baja.

Son muchas las maneras de como se puede integrar una planta MED en cogeneración. Una de las más usadas, es en la generación de energía eléctrica. De Gunzbourg et al. [13] en 1999 propone las ventajas de acoplar una planta MED a una planta de fuerza. Tales como, que al ahorrar la energía térmica, puede alcanzar un costo por metro cúbico de agua de 0,35 USD, el cual puede competir con la destilación por ósmosis inversa.

Chacartegui et al. [15] plantea una cogeneración de una planta MED con una planta de fuerza donde estudia el comportamiento de la planta MED modificando la temperatura del vapor motriz.

Bolea et al. [16] ocupa un método menos común y integra una planta MED en el proceso de almacenaje de CO_2 residual de una planta de carbón.

Almutairi et al. [17] realiza un análisis de exergía de planta ME-TVC-MED en cogeneración a una planta térmica utilizando los gases de combustión de esta.

Capítulo 3

Estudio de modelos existentes

3.1. Modelo de planta de fuerza sCO_2

Se ocupa el modelo numérico propuesto por Correa [18]. El cual, plantea una planta de fuerza térmica que opera con un ciclo Brayton de recompresión cerrado y CO_2 supercrítico como fluido de trabajo.

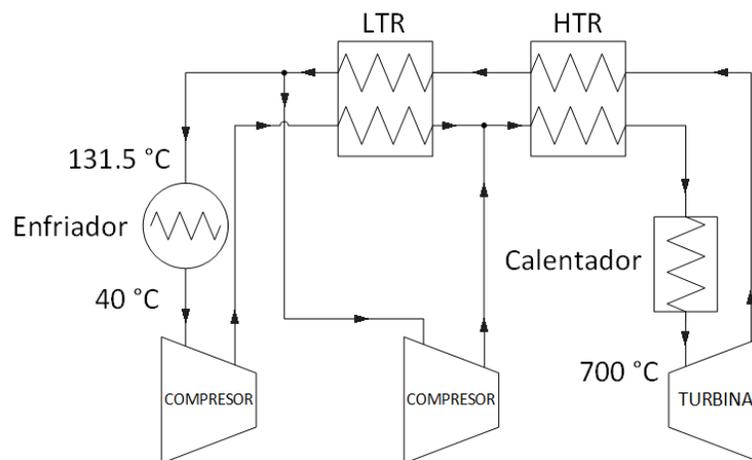


Figura 3.1: Esquema de planta de sCO_2 . Fuente: Elaboración propia

Éste modelo numérico se encuentra programado en el lenguaje C, y considera una fase de diseño y otra de optimización con variables ambientales fuera de diseño. En este trabajo se considera la condición de diseño de este para realizar los cálculos.

Ésta planta contempla radiación solar como fuente de calor, pero la modelación considera simplemente un flujo constante calor de 359 [MW] y una salida neta de potencia de 140 [MW].

El ciclo de esta planta esta compuesto de una turbina, dos recuperadores de calor, uno de alta temperatura (HTR) y otro de baja (LTR), dos compresores, un intercambiador de calor que sirve como captador de calor y un enfriador de aire.

Una característica de este diseño, es que antes del enfriador, el flujo de sCO_2 se divide. En la condición de diseño el 85 % del flujo pasa por el enfriador, para luego comprimirse y ganar calor en el recuperador de baja temperatura. El otro 15 % sin pasar por el enfriador pasa por un segundo compresor (denominado re-compresor) y se mezcla con el otro 85 % antes de pasar por el recuperador de alta temperatura.

Este modelo fija dos temperaturas por diseño. Una de éstas es a la entrada de la turbina, la cual es 700 [°C], La otra es a la salida del enfriador, la cual es 40 [°C]. Como se trabajará en el punto de diseño de planta, se usa como temperatura a la entrada del enfriador 131,5 [°C].

Asimismo, el flujo másico de sCO_2 que pasa por la turbina es de 1.570 [kg/s]. Pero por el enfriador solo pasa el 85 % de este, lo que es 1.334,5 [kg/s]. En la zona antes de la turbina el sCO_2 se encuentra a una presión 250 [bar], y después de la turbina a 80 [bar].

3.2. Modelo planta MED

El modelo que se utiliza en este trabajo es la modelación realizada por Saldivia [14]. El cual se encuentra validado con la información de la plataforma solar de Almería.

Este modelo esta programado en Fortran, y contempla en su totalidad la modelación de una planta solar, almacenaje térmico, un generador de vapor y finalmente la planta MED.

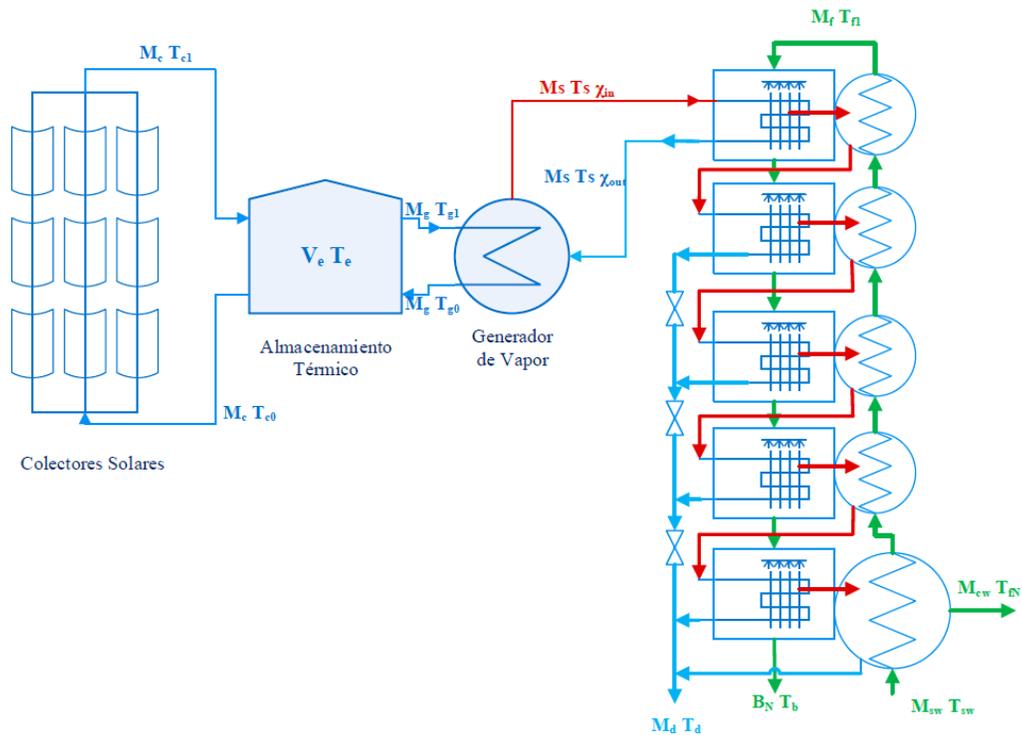


Figura 3.2: Esquema de modelo de planta solar MED. Fuente: Saldivia [14]

En este trabajo solo se utiliza la modelación de planta MED. Ésta tiene como flujos de entrada el vapor motriz y agua de mar; mientras que, como flujos de salida, agua fresca, salmuera y un flujo de agua de refrigeración.

Este modelo considera que el vapor motriz en la entrada es vapor saturado y luego de pasar por el primer efecto este sale como agua saturada a la misma temperatura. Es decir que el generador de vapor solo considera el cambio de estado del flujo, a una temperatura constante.

$$\dot{M}_g c_{p,g}(T_{g1} - T_{g0}) = \dot{M}_s \lambda_s(T_s) \quad (3.1)$$

Donde \dot{M} es el flujo másico, los subíndices g y s representan el flujo de agua comprimida del generador de vapor y el vapor motriz generado, respectivamente. λ representa el calor latente de vaporización.

Este programa es ocupado como una caja negra sin alterar su funcionamiento interno. Solo los parámetros de entradas son modificados. De los cuales, los principales son:

- Temperatura de vapor motriz.
- Flujo de vapor motriz.
- Temperatura de agua de mar.
- Flujo de alimentación.
- Salinidad de agua de mar.
- Número de efectos.

A continuación, se estudia el rango de operación de cada variable y como esta afecta el funcionamiento de la modelación.

Temperatura de vapor motriz

La temperatura del vapor motriz nominal es de 70,3 [°C]. El rango recomendado es igual o mayor a 63, debido a problemas de convergencias del modelo.

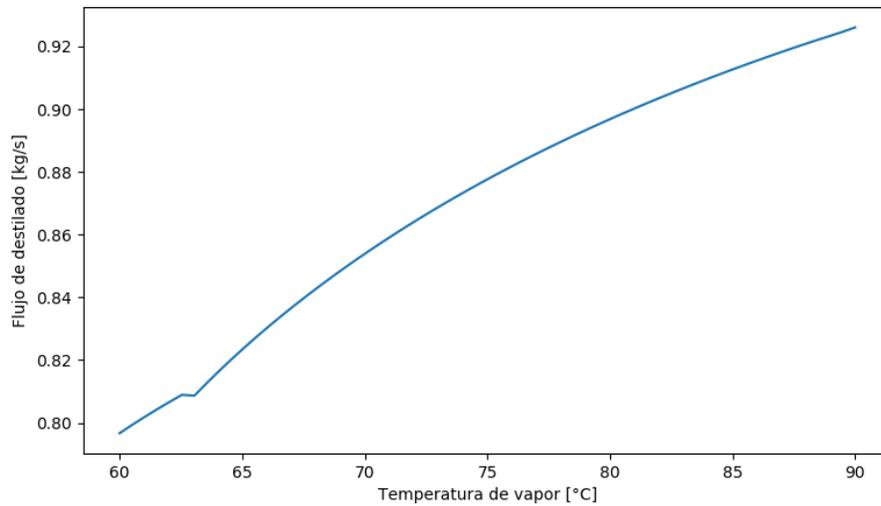


Figura 3.3: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura del vapor motriz con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la figura 3.3 a mayor temperatura del vapor motriz es mayor la cantidad de agua producida.

Flujo de vapor motriz

El flujo nominal de vapor motriz es 297,3 [kg/h]. Como se observa en la figura 3.4 a continuación, a medida que el flujo de vapor es mayor la cantidad de destilado producido es mayor, también se notan errores de convergencia del modelo en los extremos del gráfico.

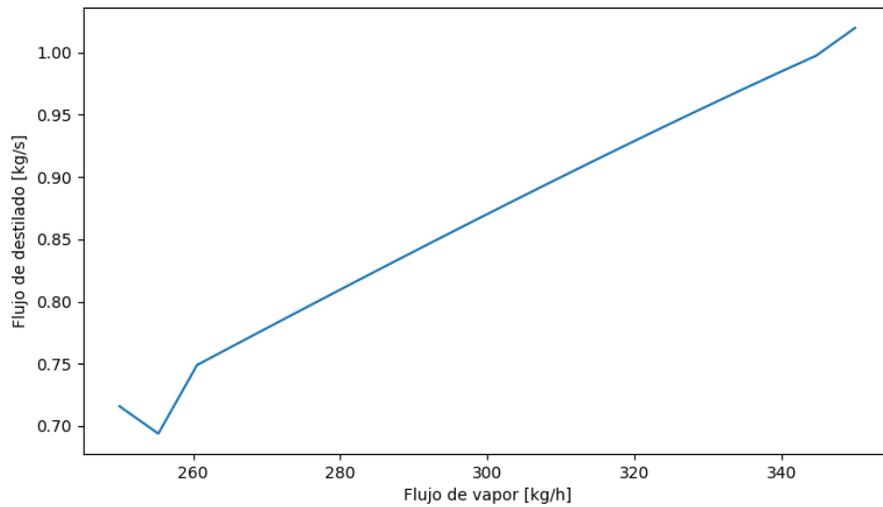


Figura 3.4: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura del vapor motriz con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Temperatura de agua de mar

La temperatura nominal del agua de mar es de 25 [°C]. Como se observa en la figura 3.5 a continuación, a medida que aumenta la temperatura, disminuye la producción de destilado.

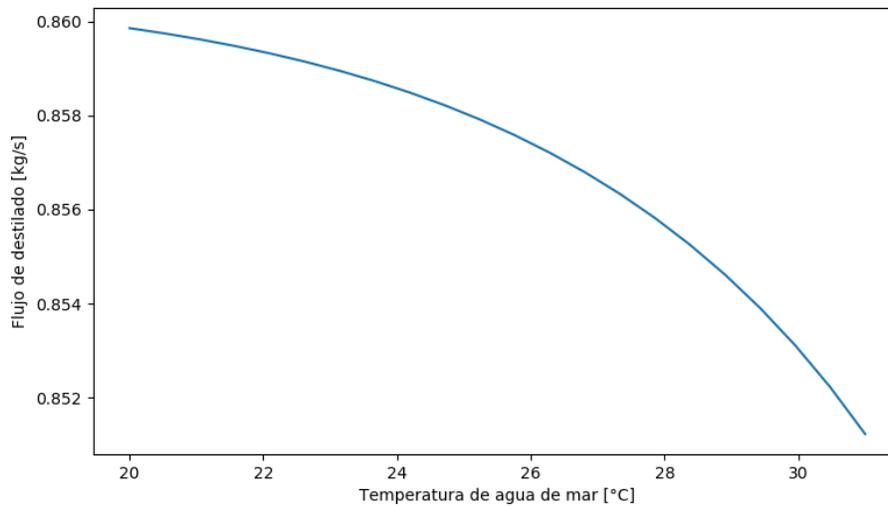


Figura 3.5: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la temperatura de ingreso del agua de mar con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Flujo de alimentación

El flujo de alimentación nominal es de 8.000 [kg/h]. Como se observa en la figura 3.6 a continuación, entre mayor es el flujo de alimentación, menor es la producción de destilado.

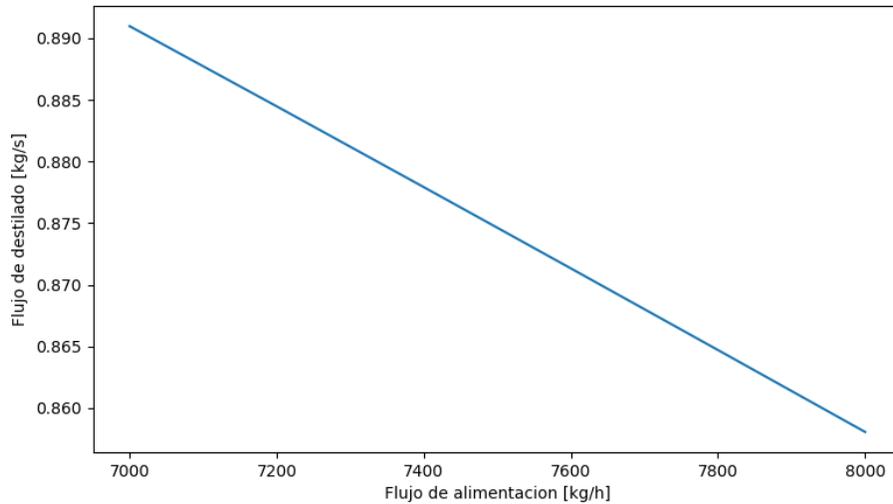


Figura 3.6: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función del flujo de alimentación con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Salinidad de agua de mar

La salinidad del agua de mar es nominalmente de 35.000 [ppm]. Como se observa en la figura 3.7 a continuación, entre mayor es la salinidad flujo de alimentación, menor es la producción de destilado.

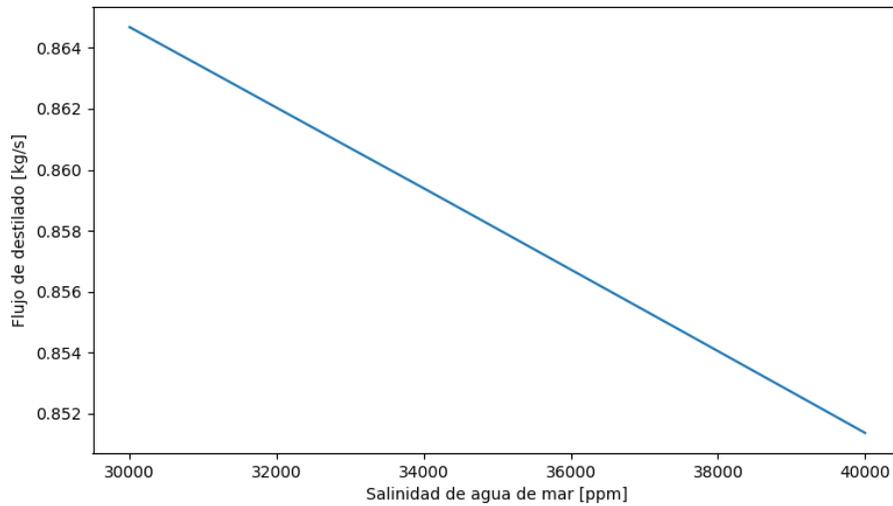


Figura 3.7: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de la salinidad del agua de mar con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Número de efectos

El número de efectos de diseño es 14. Como se muestra en la figura 3.8 a continuación, a medida que aumenta el número de efectos, aumenta la producción de destilado.

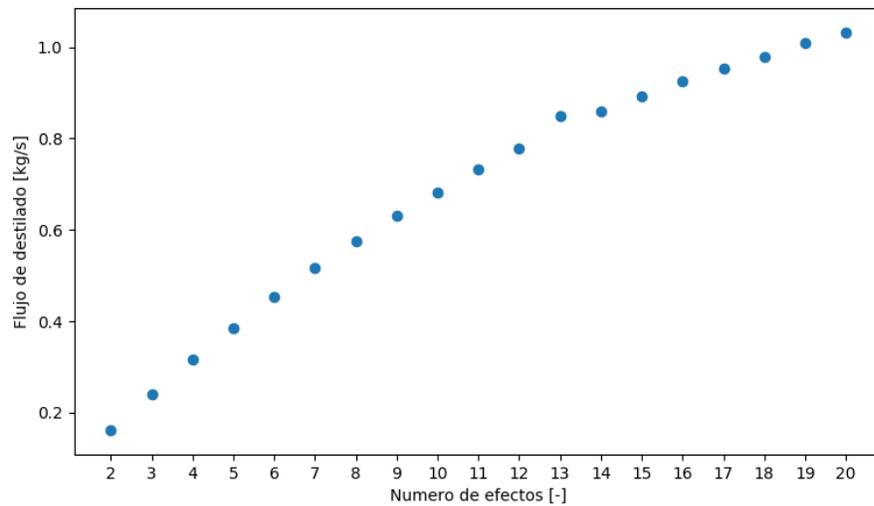


Figura 3.8: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función del número de efectos con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura se varia la temperatura para distintos número de efectos instalados.

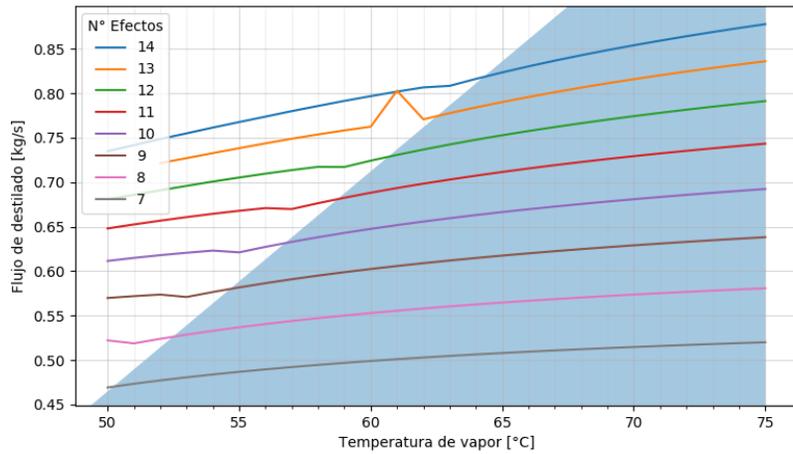


Figura 3.9: Resultados de la modelación de flujo de destilado en función de temperatura de vapor motriz y del número de efectos con el resto de las condiciones nominales. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura 3.9 a medida que se disminuye el número de efectos, los errores de convergencia observados en la figura 3.3 se producen cada vez a menor temperatura. Por lo tanto, en caso de utilizar un temperatura menor se reducirá el número de efectos. De esta manera, siempre estar en una zona con resultados correctos la cual esta pintada de azul en la figura 3.9.

Capítulo 4

Desarrollo de acoplamiento

4.1. Principio básico de acoplamiento

El flujo de sCO_2 que pasa por el enfriador de la planta de fuerza, ingresa a una temperatura de 131,5 [°C] y sale de este a 40 [°C]. Con esto en mente, se identifica que esta planta rechaza calor a una tasa de 209 [MW]. El principio básico del acoplamiento implica utilizar la totalidad o una fracción de este calor.

Uno de los motivos de estudiar este caso con una planta MED es porque el rango de temperatura de ambos equipos es bastante similar, la temperatura de rechazo alcanza los 40 [°C]. Esta temperatura es baja en comparación con muchos procesos industriales. La planta MED al trabajar con una presión por debajo de la atmosférica, permite extraer este calor, generando vapor de baja temperatura.

En la figura a continuación, se muestra como se utiliza la línea de sCO_2 para extraer calor.

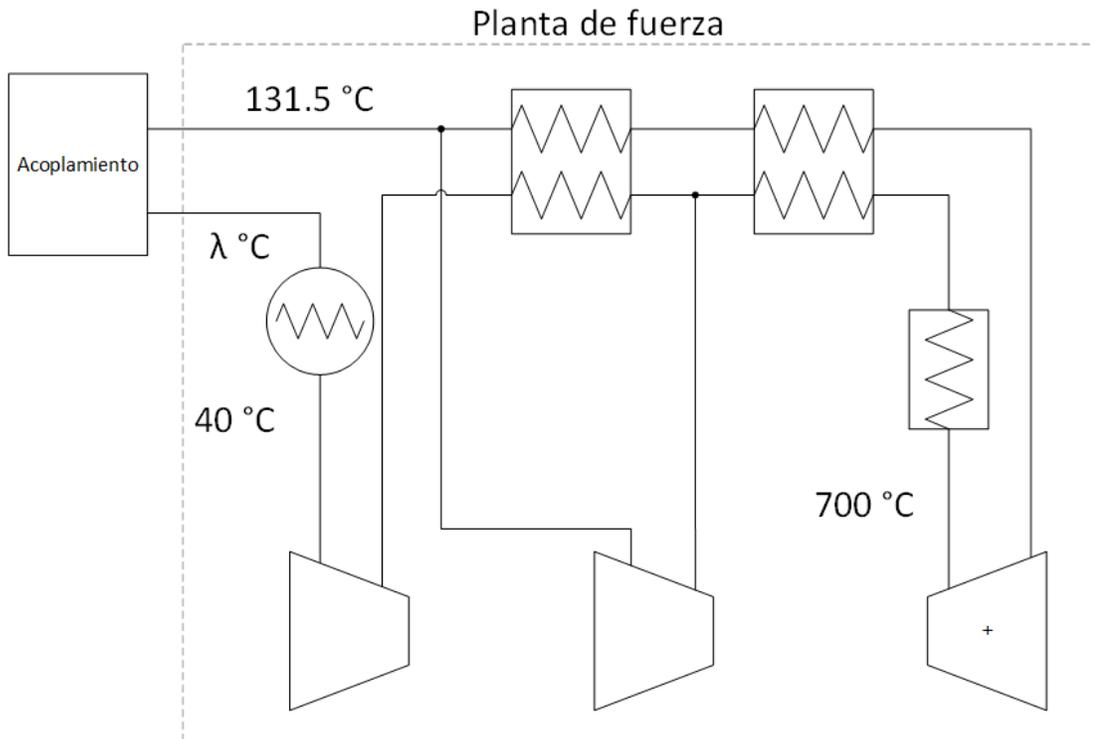


Figura 4.1: Esquema de acoplamiento básico. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura 4.1 el concepto es instalar un sistema externo a la planta de fuerza, que tome el sCO_2 a la mayor temperatura posible, realice un trabajo y devuelva el sCO_2 a la planta de fuerza a una temperatura λ menor a la inicial. De esta manera, utilizar parte del calor de rechazo. Pero lo más probable es que la temperatura λ no resulte ser $40\text{ }^\circ\text{C}$. Por lo tanto, aun es necesario la instalación de un ventilador. Para disminuir la temperatura del sCO_2 hasta los $40\text{ }^\circ\text{C}$ que son requeridos para el funcionamiento normal de la planta de fuerza.

4.2. Propuesta de diseño

El primer paso para operar una planta MED es generar vapor. Esto se realiza mediante un intercambiador de calor donde el fluido caliente es el sCO_2 y el fluido frío es agua. Al igual que el generador de vapor original propuesto por Saldivia [14], el fluido frío entra al intercambiador como agua saturada y sale de este como vapor saturado. Por lo tanto, se considera solamente el calor necesario para el cambio de fase de la masa de agua, como se observa en la ecuación 3.1.

De esta manera, la temperatura del fluido frío dentro del intercambiador de calor se mantiene constante a lo largo de este. Mientras que la del fluido caliente va descendiendo a lo largo de éste. Como se observa en la figura a continuación.

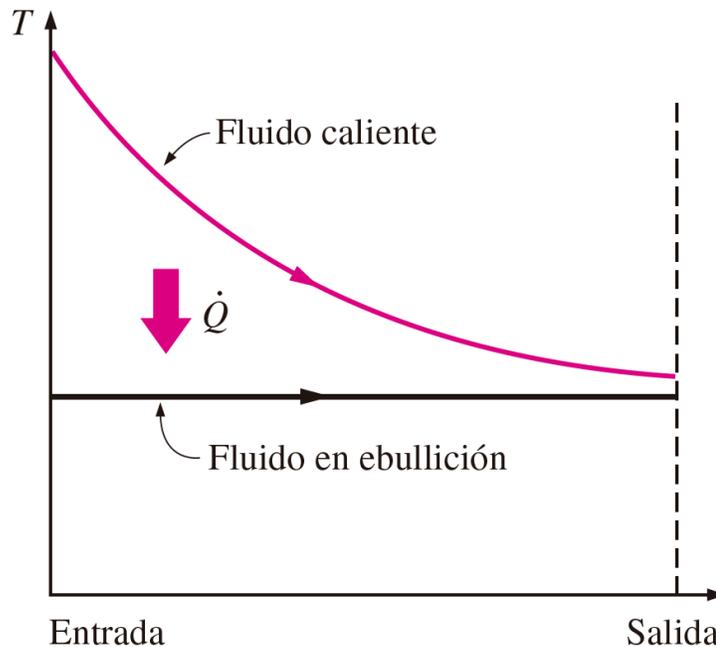


Figura 4.2: Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se hierve. Fuente: [5]

Un punto importante para diseñar el intercambiador de calor, es la consideración de la diferencia de temperatura que existe entre ambos fluidos. Como se observa en la figura 4.2 en un inicio esta diferencia será alta. Por lo tanto, la transferencia de calor también lo será. Pero a la salida del intercambiador de calor, la temperatura será menor. Por lo tanto, la transferencia de calor también será menor. Si se deseara que ambos fluidos llegasen a la misma temperatura, se encuentra el problema que la transferencia de calor sera cada vez menor a lo largo del intercambiador de calor. En consecuencia, el intercambiador de calor tendría una extensión infinita. Por esta razón, al momento de diseñar un intercambiador de calor, hay que considerar una diferencia de temperatura a la salida de éste. Del caso contrario, éste resultaría de un tamaño enorme.

En la siguiente figura, se plantea un sistema donde el sCO_2 ingresa un generador de vapor, reduciendo su temperatura y a continuación un ventilador para asegurar des-

cender la temperatura hasta los 40 [°C].

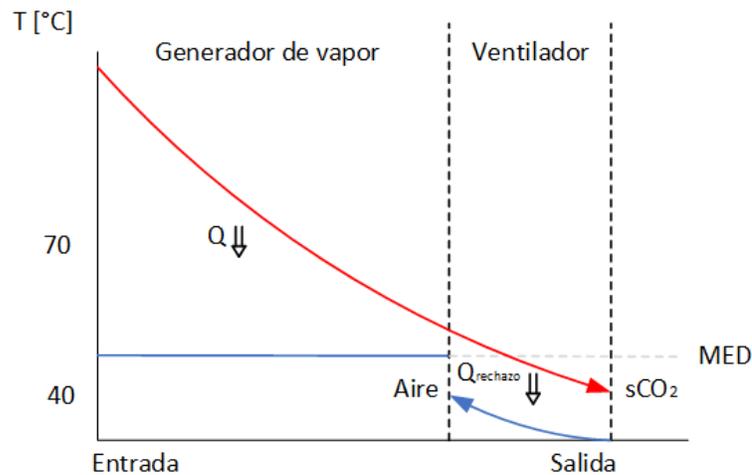


Figura 4.3: Variación de temperatura a lo largo de un generador de vapor y un ventilador conectados en serie. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura 4.3, el calor disponible está limitado por la temperatura del vapor más una diferencia de temperatura debido al diseño del intercambiador de calor. Ya que para que exista una transferencia de calor la temperatura del sCO_2 debe ser mayor a la temperatura del agua. Una posibilidad para ocupar un mayor rango de temperatura, y por lo consiguiente aumentar el calor disponible, es disminuir la temperatura del vapor motriz. Pero como se observa en la figura 3.3 la producción de destilado disminuye.

Por lo consiguiente, se plantea un sistema con varios equipos conectados en serie con diferentes temperaturas, y finalizar con un ventilador igual al original pero de menor escala. De este modo, aprovechar el calor residual de mejor manera. Ésto presentado en la figura a continuación.

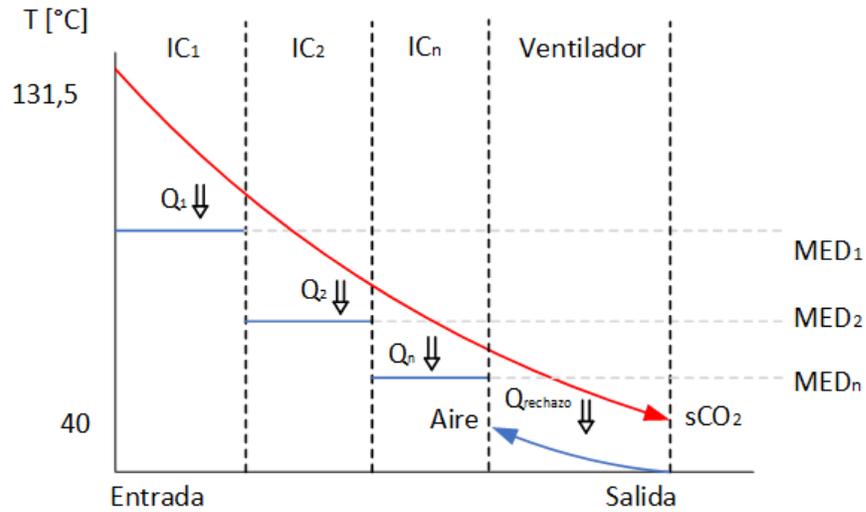


Figura 4.4: Variación de temperatura a lo largo de varios equipos conectados en serie. Fuente: Elaboración propia

Como se indica en la figura 4.4 las temperaturas de vapor motriz van disminuyendo a lo largo del sistema. Manteniendo una diferencia de temperatura mayor a cero, a la salida de los intercambiadores de calor.

Esta configuración se presenta en la figura 4.5 a continuación, donde cada intercambiador de calor trabaja con una temperatura de vapor menor a la anterior. Disminuyendo la temperatura del sCO_2 hasta T_o la cual es enfriada hasta 40 [°C] en el ventilador.

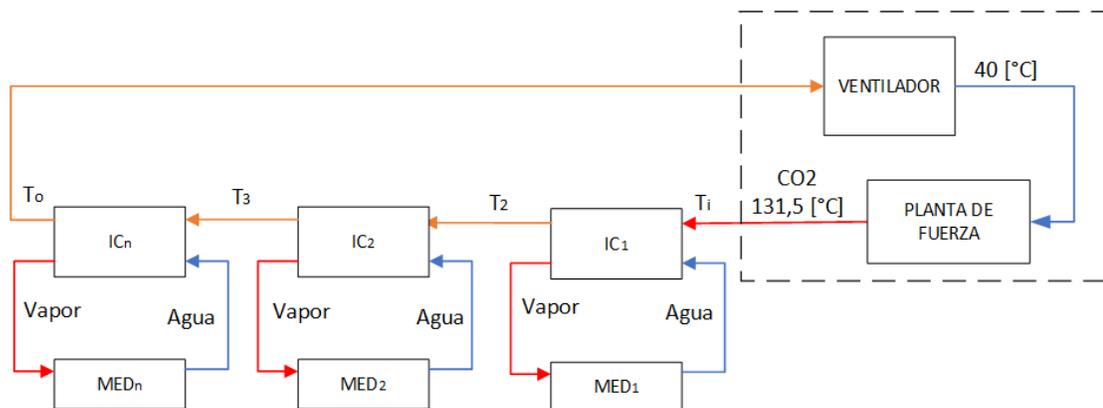


Figura 4.5: Esquema del sistema propuesto. Fuente: Elaboración propia

4.3. Modelo termodinámico

Como se menciono anteriormente, el primer paso para unir ambos modelos es crear vapor. Ésto se realiza con la creación de un programa para diseñar y otro para operar un intercambiador de calor. Donde el fluido caliente es el sCO_2 y el flujo frio corresponde a agua saturada a una temperatura determinada.

Este programa se realiza a través del software Engineer Equation Solver (EES). El cual, se configura de tal manera que reciba un archivo .txt con los parámetros de entradas y éste entregue otro archivo .txt con los estados termodinámicos y el diseño del intercambiador de calor.

Se diseña el modelo para que funcione de la misma manera que funciona el generador de vapor del modelo original de la planta MED, Cambiando el fluido caliente por sCO_2 . Haciendo uso de la siguiente ecuación principal.

$$\dot{m}_{CO_2}(T_{CO_2,in} - T_{CO_2,out}) = \dot{m}_{vapor}\lambda_{vapor}(T_{vapor})$$

Donde \dot{m} corresponde a flujo másico, T a la temperatura y la λ calor latente del fluido.

El primer programa recibe como parámetro de entrada el flujo máximo de CO_2 , la temperatura de entrada del CO_2 , la temperatura del vapor, y la diferencia de temperatura deseada a la salida del intercambiador de calor. Este retorna la geometría del intercambiador de calor, el área de transferencia, el coeficiente de transferencia (UA), el flujo de CO_2 , el flujo de vapor generado y el calor transferido.

El segundo programa modela el intercambiador de calor fuera de los parámetros de diseño. Este recibe la temperatura de entrada del sCO_2 , el flujo de sCO_2 , la temperatura de vapor, el coeficiente de transferencia (UA). Retorna la temperatura de salida del sCO_2 , el flujo de vapor generador, el calor transferido.

Ambos operan de manera similar, resolviendo el problema con el método efectividad-NTU y discretizando el intercambiador de calor a lo largo separándolo en 10 secciones, esto es debido a que el sCO_2 cambia su calor específico (Cp) considerablemente a medida que cambia su temperatura, este efecto es más notorio a medida que se acerca

al punto crítico de éste, como se observa en la figura a continuación.

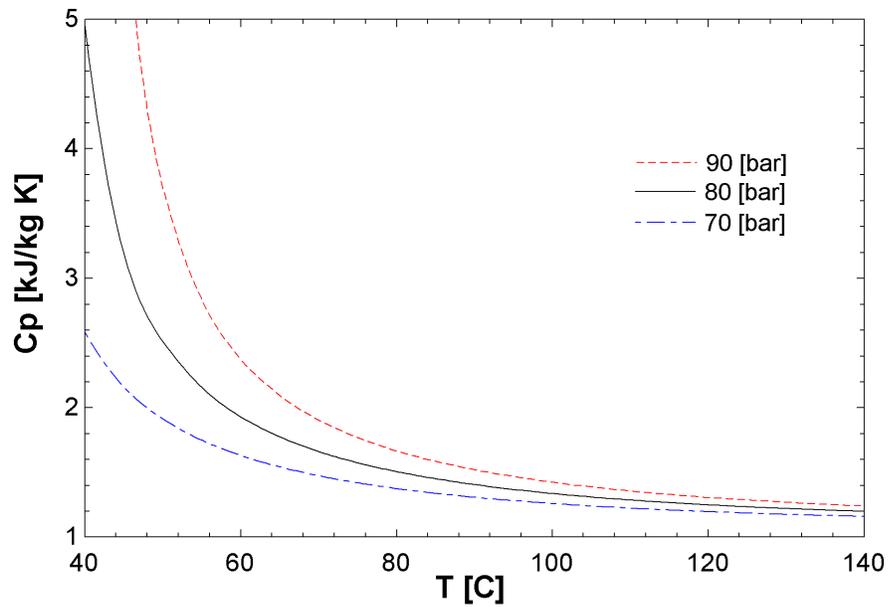


Figura 4.6: Gráfico de calor específico del dióxido de carbono en función de la temperatura para 3 presiones diferentes. Fuente: Elaboración propia

Por esta razón se resuelve como si fueran 10 intercambiadores colocados en serie con una caída de temperatura menor en cada uno. De esta manera, disminuir el error al momento de dimensionar el intercambiador de calor.

De manera similar, se realiza otros programas en EES para evaluar propiedades termodinámicas en diferentes puntos del sistema.

4.4. Modelo económico

Para evaluar económicamente el modelo se hace uso de múltiples métodos y referencias. A continuación, se repasa cada punto considerado.

En la figura a continuación se observa un diagrama simplificado de la propuesta. Ésta indica los equipos involucrados y los flujos de estos.

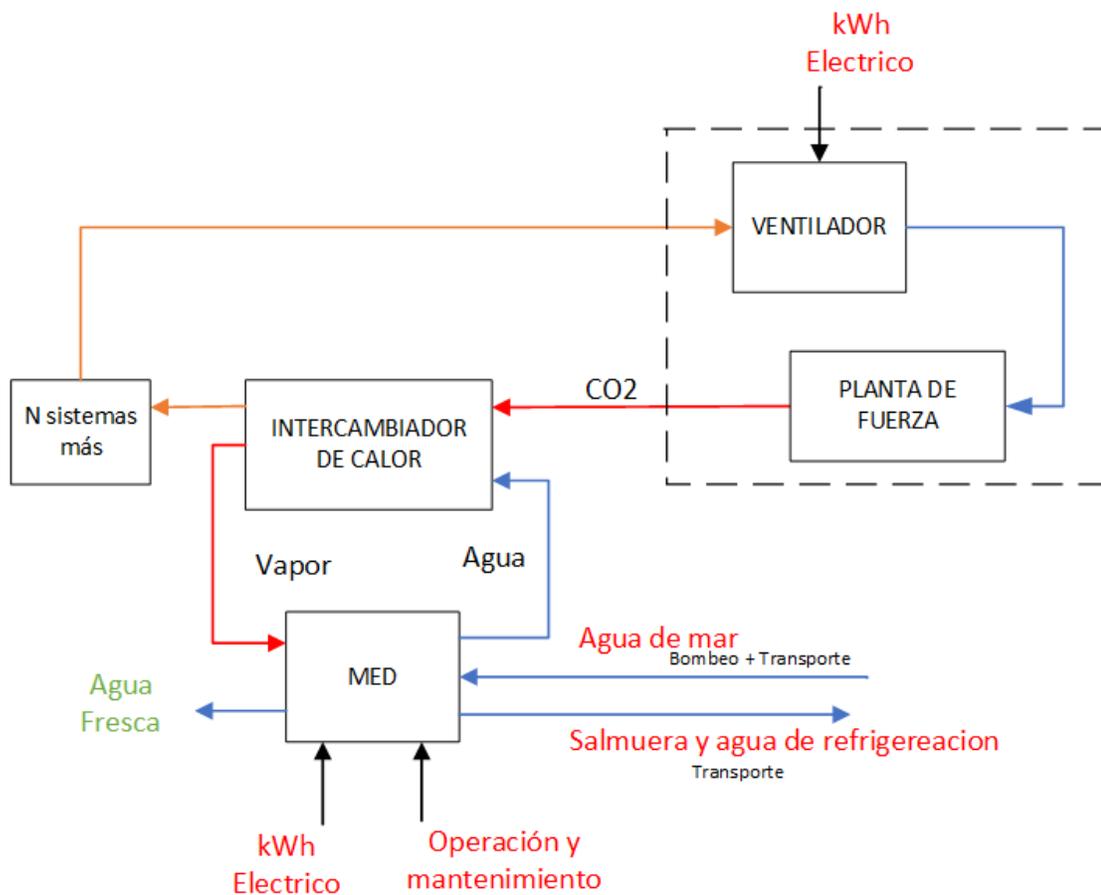


Figura 4.7: Esquema con los flujos de entrada y salida considerados en el diseño. Fuente: Elaboración propia

4.4.1. Costos de inversión

MED

Estimar el costo de inversión de la planta MED puede resultar extenso, pues este sistema tiene gran cantidad de elementos a considerar. De acuerdo a Elsayed et al. [19] este depende principalmente del área de los precalentadores (los cuales son intercambiadores de calor), los efectos son calculados según su UA y las bombas de aguas en función de su flujo másico de agua y delta de presión. Además, agregar un factor para otros valores adicionales, pero realizar estos cálculos requiere tener las especificaciones para cada componente dentro del ciclo MED, los cuales no son entregados por el modelo ocupado. Por lo tanto, se ocupará un valor aproximado en función de los metros cúbicos de destilados generados al día, es decir, a capacidad diaria de la planta.

De acuerdo a Ghaffour et al. [20] las plantas MED tienen un costo de inversión de 900 a 2.000 USD por metro cubico de destilado. Este valor depende de las características de la planta. Entre más grande la planta más bajo será el costo de inversión específico. Un valor más actualizado es ocupado por Branke et al. [21] el cual plantea una planta MED en el norte de Chile en el año 2018, y utiliza un valor $1.253 \text{ USD}/m^3$ [21], Por lo tanto, se utiliza este ultimo valor como referencia para valorizar una planta MED según el número de efectos en condiciones nominales.

Intercambiadores de calor

Para calcular costo de inversión de los intercambiadores de calor se ocupa la metodología propuesta por Turton [1]. El cual, plantea una gran variedad de equipos para la industria. Define que cada equipo tiene alguna variable característica para poder ser estimado. En este caso, los intercambiadores de calor dependen del área de transferencia de calor. Los cuales, al ser calculados en este trabajo, este valor se puede obtener rápidamente.

El primer paso de esta metodología, es calcular el valor de C_p^0 . El cual se calcula con la variable característica "Área" (A) y 3 factores (K_1, K_2, K_3). Los cuales depende del equipo y su clase. Para el generador de vapor se selecciona los K para de un intercambiador de calor de tubo y coraza (Tube and shell). Por otro lado, para el ventilador, un enfriador de aire (Air cooler).

El valor de C_p^0 se calcula con la siguiente ecuación:

$$\log_{10}C_p^0 = K_1 + K_2\log_{10}(A) + K_3[\log_{10}(A)]^2$$

A continuación, se calcula un factor de corrección debido a la presión de operación de los equipos (F_p). El cual, de manera similar al calculo anterior, se ocupa la presión de trabajo (P) y se selecciona los factores C_1 , C_2 y C_3 según el equipo y su clase. Se considera que todas las líneas de sCO_2 se encuentran a 80 [bar] y la presión de vapor depende de cada generador de vapor.

Para calcular F_p se hace uso de la siguiente ecuación:

$$\log_{10}F_p = C_1 + C_2\log_{10}P + C_3(\log_{10}P)^2$$

Es necesario aplicar otro factor el cual depende del material de construcción del equipo (F_m), la metodología no permite muchos valores, pero para ambos equipos se selecciona acero inoxidable, valores que son obtenidos por tabla para cada equipo particularmente.

Nuevamente, se ocupan otros dos valores (B_1, B_2) que sirven de corrección para los cálculos y junto a los factores de presión y materiales se calcula el costo del equipo C_{bm} de la siguiente manera. Todos los factores se encuentran en el anexo A.

$$C_{bm} = C_p^0 F_{bm} = C_p^0 (B_1 + B_2 F_m F_p)$$

Finalmente, este valor hay que actualizarlo, ya que, de acuerdo al autor, todos los valores se encuentran valorizados en el año 2001. Por lo tanto, se le aplica una actualización a través de un índice donde el autor recomienda CEPCI (Chemical Plant Cost Indexes) con un valor base 2001 de 397.

$$C_{bm,2019} = C_{bm,2001} \cdot \frac{Indice2019}{Indice2001}$$

Para el calculo del enfriador por aire, el área es tabulada en función de la temperatura de entrada del sCO_2 al enfriador, extendiendo el trabajo de Correa.

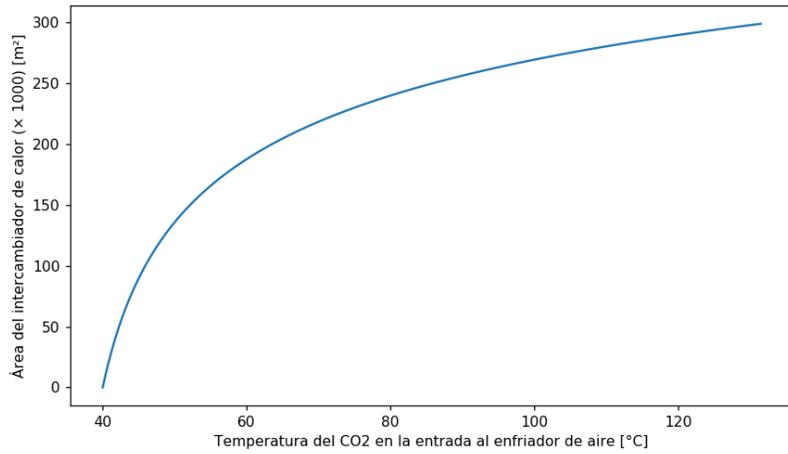


Figura 4.8: Área del enfriador por aire en función de temperatura de entrada. Fuente: Elaboración propia

Toma de agua

Se considera un costo por la construcción de toma de agua según la metodología propuesta por Voutchkov [22], este valor está en función de los metros cúbicos bombeado al día.

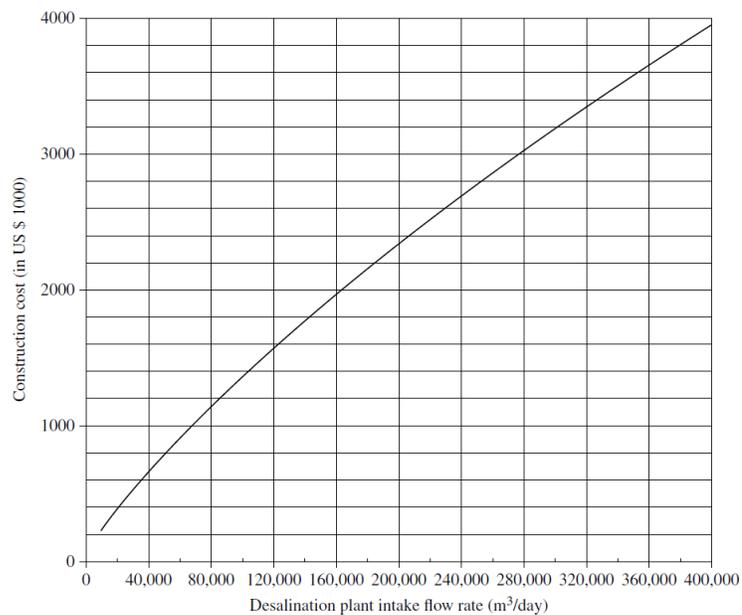


Figura 4.9: Costo específico de toma de agua. Fuente: [22]

Sistema de tuberías de alimentación

Para estimar el costo de inversión de las tuberías, se considera la distancia y el flujo de agua. Se ocupa un valor aproximado usado por Muñoz [23].

Bombas de alimentación

Para estimar el costo del bombeo de agua, se calcula la potencia hidráulica necesaria para el flujo de agua, altura y desplazamiento para suplir la necesidad de la planta MED. Se hace uso del calculo utilizado por Muñoz [23]. Donde éste estima que una bomba de 1,8 MW tiene un valor de 290.000 dólares, por lo que se pondrá un numero N de bombas para suplir la demandada de potencia.

4.4.2. Costos por operación

Bombeo de agua de mar

Debido a que la geografía de Chile tiene la característica de elevar rápidamente el terreno al alejarse del mar, es importante establecer una locación de la planta favorable. Las dos variables principales son la altura y distancia del traslado de agua. Para este calculo se considera los cálculos experimentales propuestos por Zhou [24], con el cual, se crea un valor en función de la elevación, distancia y caudal.

Consumo eléctrico MED

De igual manera de como se hizo con los costos de inversión de la planta MED, el consumo eléctrico podría ser estimado a partir del trabajo de bombas y compresores. Pero esta información no esta disponible, por lo tanto, se usara una estimación. Compain [25] estima que para producir metro cubico de destilado, se consumen entre 1 a 3 kWh de energía eléctrica. Un valor más acotado es usado por Ghaffour et al. [20], que estima el consumo eléctrico de las plantas MED de 1.5 a 2 kWh/m³. Branke et al. ocupa un valor de 2 kWh/m³ [21].

Por lo tanto, se usa el valor de 2 kWh/m³ siendo el más usado y logrando ser algo conservador en lo cálculos.

Operación y mantenimiento planta MED

Se establecen diversos costos variables para la planta MED. Principalmente éstos son operación y mantenimiento e insumos químicos, buscando un valor conservador entre Wade et Al. [26], Leiva [27], Reddy [28] y Elsayed [19], se establece un costo de 0,2 USD/m³ por destilado producido.

Consumo eléctrico ventilador

Como el diseño del ventilador depende del calor que debe rechazar y este de la configuración propuesta, se realiza el calculo para obtener la potencia requerida en función de la temperatura de entrada del ventilador.

Extendiendo el trabajo de Correa se utiliza método de Serth [29]. Se calcula la caída de presión del lado del aire con la siguiente ecuación.

$$\Delta P_f = \frac{2fN_r G^2}{\rho}$$

Donde, $f = 18,93Re^{-0,316}(P_T/D_r)^{-0,927}$, N_r el numero de filas de tubos, G la separación entre tubos y ρ la densidad del aire.

Y con este se calcula el trabajo necesario:

$$\dot{W} = \frac{\dot{V}\Delta P_f}{\eta_e}$$

Donde \dot{V} corresponde a el flujo volumétrico y η_e la eficiencia del ventilador, $\eta_e = 0,8$ de acuerdo con Bloch et al. [30].

La figura a continuación muestra el resultado de potencia utilizada por el ventilador, en función de la temperatura del CO_2 en la entrada del ventilador.

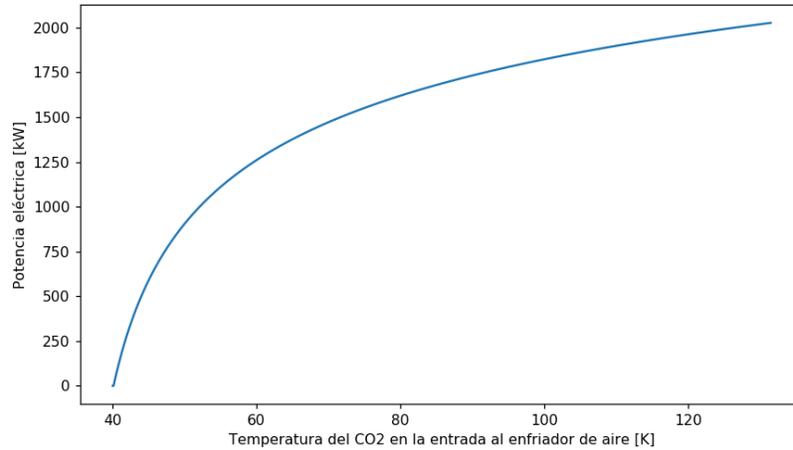


Figura 4.10: Potencia eléctrica requerida en función de temperatura de entrada del ventilador. Fuente: Elaboración propia

Costo eléctrico

La planta MED y el ventilador utilizan energía eléctrica para operar. Se ocupa el precio de la electricidad más reciente entregador por Ministerio de Energía de Chile [31], siendo este aproximadamente $0,09 \left[\frac{USD}{kWh} \right]$.

4.5. Modelo exergoeconómico

Para evaluar el sistema completo, se hará uso de un análisis exergoeconómico. Éste análisis busca incorporar los conceptos termodinámicos y económicos en una sola ecuación o sistema de ecuaciones.

Exergía

La exergía corresponde al máximo trabajo útil que se puede realizar hasta alcanzar un equilibrio con el punto muerto. El punto muerto corresponde al estado cuando ya no existe un potencial energético (como temperatura o elevación) para realizar un trabajo.

Un ejemplo de esto, es tener dos cuerpos a la misma temperatura. Moran [32]

La exergía específica total (b [kJ/kg]) se calcula como la suma de la energía física, cinética, química y potencial.

$$b = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH}$$

Energía física se obtiene con la siguiente ecuación.

$$e^{PH} = (h - h_0) - (T_0(s - s_0))$$

Energía cinética se obtiene con la siguiente ecuación.

$$e^{KN} = \frac{1}{2}v^2$$

Energía potencial se obtiene con la siguiente ecuación.

$$e^{PT} = gz$$

Energía química se obtiene con la siguiente ecuación.

$$\bar{e}^{CH} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{e}_i^{CH} + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^j y_i \ln y_i$$

El flujo exergético \dot{E} [kW] se obtiene multiplicando la exergía específica b [kJ/kg] por el flujo másico \dot{m} [kg/s]

$$\dot{E} = b \cdot \dot{m} \quad (4.1)$$

Para el desarrollo de este trabajo, se desprecia la energía cinética y la potencial. Ya que no representan diferencias considerables en el balance.

Costo de exergía

Para evaluar económicamente el sistema, es necesario definir cada flujo del sistema como producto, residuo o combustible. Donde el producto es lo que se obtiene con el

proceso y el combustible es la fuente de energía.

Estos flujos junto a los costos de inversión y operación son puestos en la siguiente ecuación, que se retomara más adelante.

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^I + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (4.2)$$

Todos los términos tienen como unidad $[USD/h]$. Donde Z_{tot}^I corresponde al costo de inversión y Z_{tot}^{OM} al costo asociado a operación y mantenimiento, ambos valores están normalizados con la vida útil del sistema. \dot{C} corresponde a costos de la energía y los subíndices P a productos y F a combustible.

En este trabajo, se realiza un análisis a nivel de componente, siendo estos, la planta de fuerza, los intercambiadores de calor, las plantas MED, y el ventilador.

Planta de fuerza

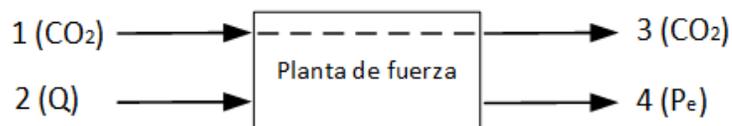


Figura 4.11: Esquema de flujos que interactúan con la planta de fuerza. Fuente: Elaboración propia

Para el caso de la planta de fuerza, se considera como combustible el calor del de entrada (\dot{E}_2) y como producto la potencia neta de salida (\dot{E}_4).

Intercambiadores de calor

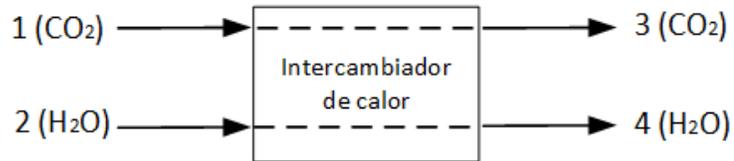


Figura 4.12: Esquema de flujos que interactúan con los intercambiadores de calor. Fuente: Elaboración propia

Para el intercambiador de calor se considera como combustible el calor cedido por el sCO_2 por lo tanto $(\dot{E}_1 - \dot{E}_3)$ y el producto es la energía ganada en el agua, $(\dot{E}_4 - \dot{E}_2)$

Plantas MED

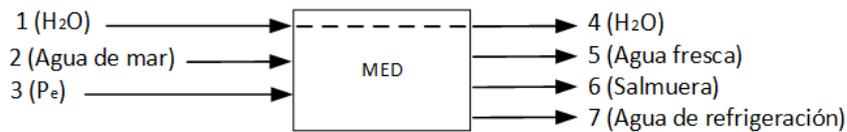


Figura 4.13: Esquema de flujos que interactúan con las plantas MED. Fuente: Elaboración propia

Para la planta MED se considera como combustible la potencia eléctrica entregada, la energía cedida por el vapor y el agua de mar, $(\dot{E}_2 + (\dot{E}_1 - \dot{E}_4) + \dot{E}_3)$ y el producto es el agua fresca (\dot{E}_5) .

Ventilador



Figura 4.14: Esquema de flujos que interactúan con el ventilador. Fuente: Elaboración propia

Para el ventilador se considera como combustible la potencia eléctrica entregada, (\dot{E}_2) y como producto el calor rechazado por el ventilador (\dot{E}_4)

Balance de costos

Se calcula el flujo exergético de cada flujo del sistema con la ecuación 4.1. A partir de este, se calcula un flujo de costo para cada flujo del sistema \dot{C} [USD/h], multiplicando el flujo exergético \dot{E} con el costo energético c [USD/kWh] de cada uno.

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E}$$

De esta manera, extendiendo la ecuación 4.2, se suman todos los flujos de productos y combustible respectivamente para componente.

A partir de la ecuación 4.2,

$$\sum \dot{C}_P = \sum \dot{C}_F + \dot{Z}^I + \dot{Z}^{OM}$$

se obtiene la siguiente ecuación,

$$\sum c_P \cdot \dot{E}_P = \sum c_F \cdot \dot{C}_F + \dot{Z}^I + \dot{Z}^{OM} \quad (4.3)$$

Los valores de \dot{Z}^I son calculados con la siguiente ecuación:

$$\dot{Z}^I = \frac{\text{Costo de capital} \cdot \text{CRF}}{\text{Número de horas}}$$

Donde el número de horas corresponde a las horas totales de operación del equipo, horas del año multiplicado por años de evaluación del proyecto y un factor de planta. CRF corresponde al factor de recuperación de capital (Capital Recovery Factor) que se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{CRF} = \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1}$$

Donde i corresponde a la tasa de interés, y n la cantidad de años.

El valor de \dot{Z}^{OM} corresponde a todos los flujos económicos no exergéticos. Se calcula en función del funcionamiento del equipo, tal que, se obtenga un valor en [USD/h].

Se plantea la ecuación 4.3 para cada componente, de esta manera se obtiene un sistema de ecuaciones. Donde la incógnita son los c . Pero se observa que el número de ecuaciones es muy superior al número de incógnitas, por lo que se aplican ciertas ecuaciones auxiliares.

La principal relación que se establece es que el costo energético (c) es constante para un fluido, por ejemplo, el sCO_2 que entra al intercambiador de calor, tiene el mismo c del que sale, por lo tanto, según la figura 4.12 se puede establecer que $c_1 = c_3$.

Aun así, el número de incógnitas será mayor, por lo tanto, se establece que el costo energético del sol es cero, igual que todos los flujos que se consideran residuos.

4.6. Creación del modelo

Se ocupa Python para realizar la ejecución de todos los programas de manera coordinada, como se mencionó anteriormente este prepara archivos de configuración y ejecuta programas externos EES y MED (Fortran) para después leer los archivos de resultados.

Dentro de Python se realizan todos los cálculos de costos y resolución de ecuaciones. Los datos termodinámicos son obtenidos externamente con los programas anteriormente mencionados. Otros datos fueron tabulados y leídos con Python, por ejemplo, las características del ventilador.

En un punto importante a considerar, es que el flujo de vapor producido por el generador de vapor es muy superior al consumido por una sola planta MED. Por lo tanto, se modelan como un número N de plantas MED instaladas en paralelo. Ocupando de esta manera, todo el vapor generado por etapa.

A continuación, se muestra un diagrama simplificado del proceso ejecutado por Python.

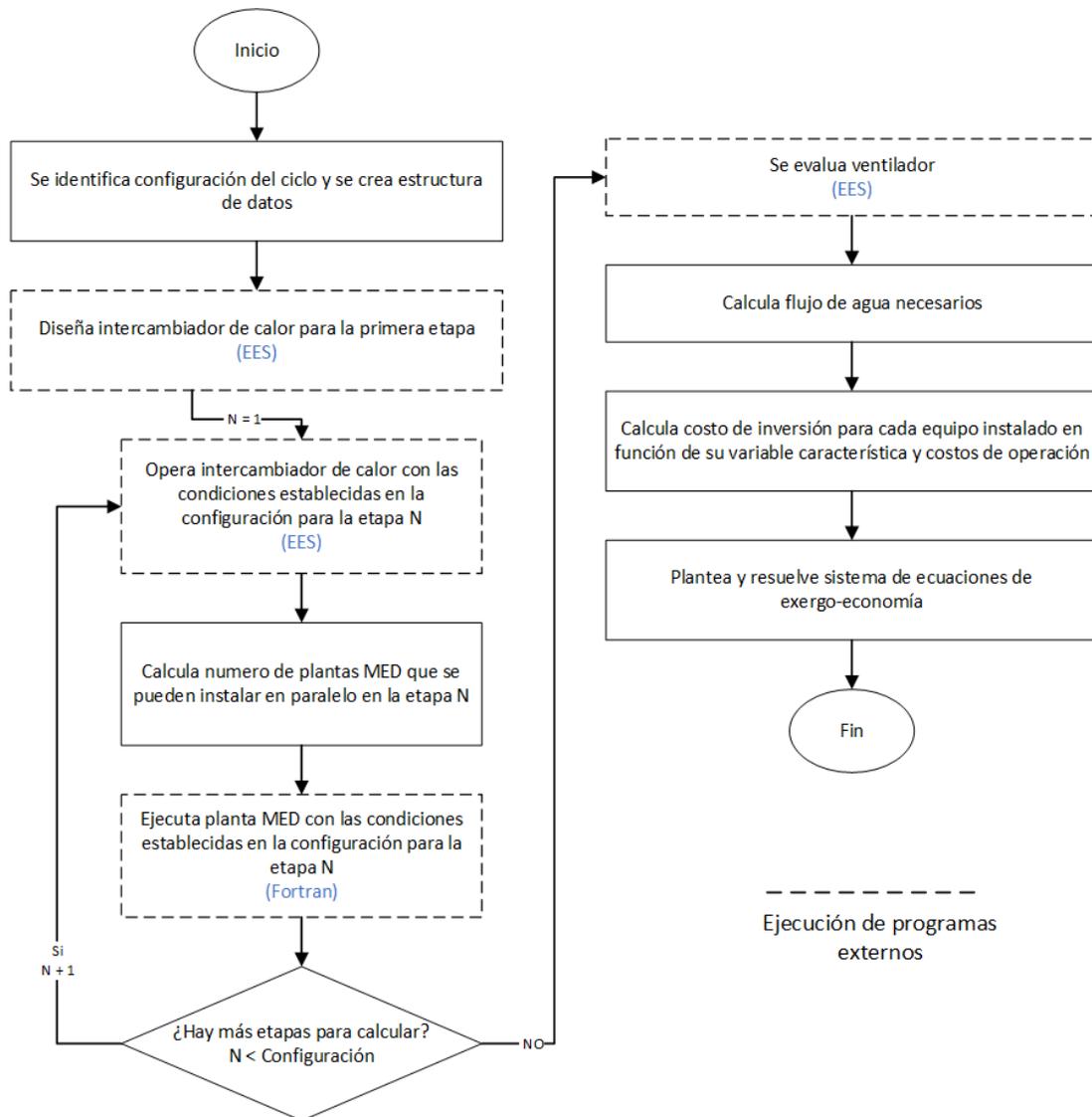


Figura 4.15: Diagrama de bloques del código en Python. Fuente: Elaboración propia

Capítulo 5

Análisis y resultados

En un primer lugar se analiza un sistema más sencillo, con la instalación de solamente de una etapa de extracción y sin considerar los costos de bombeo de agua. Ya que, el bombeo de agua depende de la ubicación geográfica de la planta.

En la figura a continuación, se muestra un esquema de la instalación evaluada.

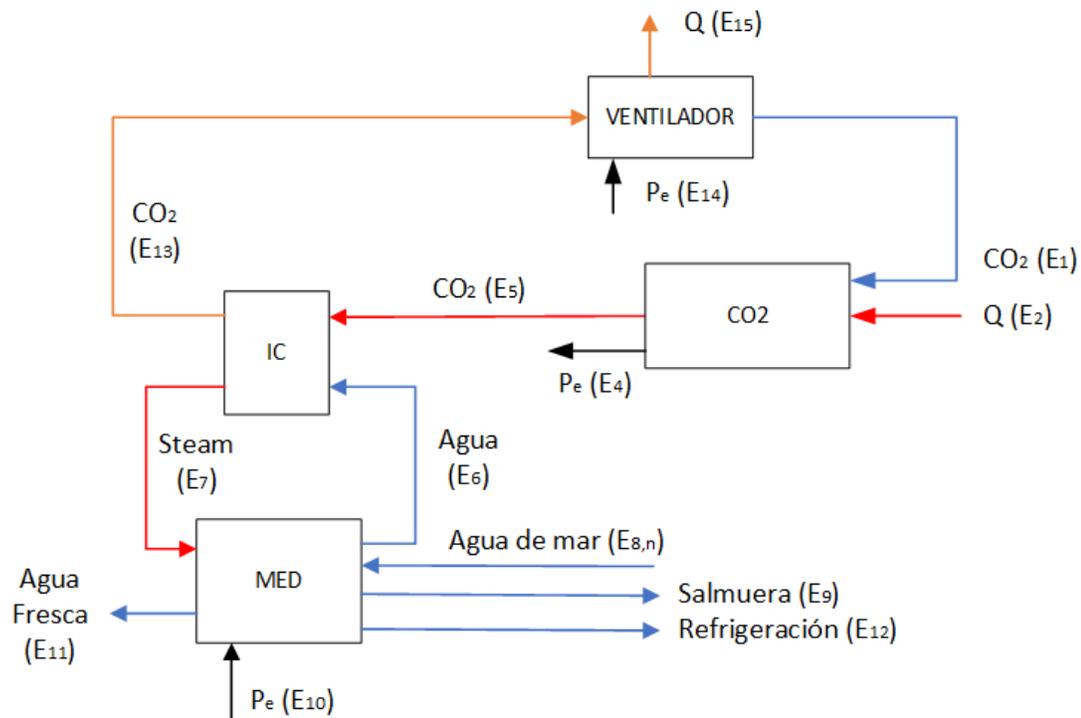


Figura 5.1: Diagrama del modelo propuesto con una etapa de extracción. Fuente: Elaboración propia

Las ecuaciones de problema exergoeconómico son presentadas en la siguiente tabla.

Sistema	Combustible (kW)	Producto (kW)	Balance de costo (USD/h)	Aux (USD/kWh)
Planta de fuerza	\dot{E}_2	$(\dot{E}_5 - \dot{E}_1) + \dot{E}_4$	$\dot{C}_5 + \dot{C}_4 = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + 0$	$\dot{c}_1 = \dot{c}_5, \dot{c}_1 = 0, \dot{c}_2 = 0$
Intercambiador de calor	$\dot{E}_5 - \dot{E}_{13}$	$(\dot{E}_7 - \dot{E}_6)$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{13} = \dot{C}_5 + \dot{C}_6 + Z_{ic}$	$\dot{c}_6 = \dot{c}_7, \dot{c}_5 = \dot{c}_{13}$
MED	$(\dot{E}_7 - \dot{E}_6) + \dot{E}_{10} + \dot{E}_8$	\dot{E}_{11}	$\dot{C}_6 + \dot{C}_9 + \dot{C}_{11} + \dot{C}_{12} = \dot{C}_7 + \dot{C}_8 + \dot{C}_{10} + Z_{med}^I + Z_{med}^{OM}$	$\dot{c}_8 = 0, \dot{c}_9 = 0, \dot{c}_{12} = 0$
Ventilador	$(\dot{E}_{13} - \dot{E}_1) + \dot{E}_{14}$	\dot{E}_{15}	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{15} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{13} + Z_{vent}$	$\dot{c}_{13} = \dot{c}_1$

Tabla 5.1: Variables y ecuaciones usados en el problema exergoeconómico en modelo con una etapa. Fuente: Elaboración propia

Para el calculo de los costos de inversión, es ocupado una evaluación de 25 años con una tasa del 5 % y una factor de planta de 0,9.

La temperatura de vapor utilizada es de 70 [°C] para este caso.

En la siguiente figura se presenta un esquema de la temperatura del CO_2 a lo largo del sistema.

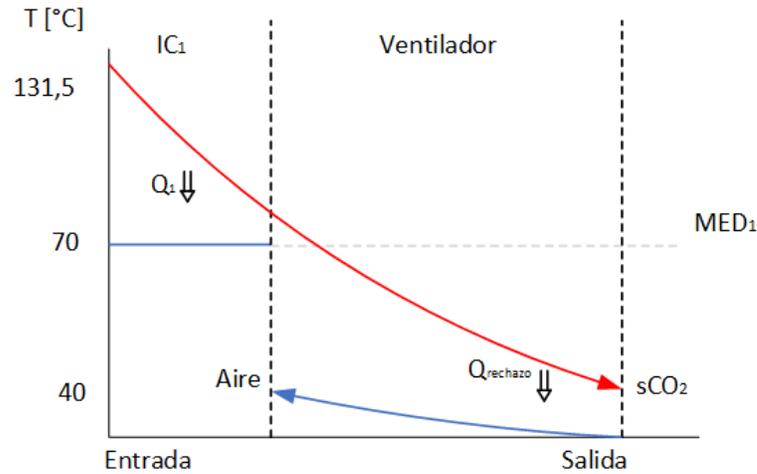


Figura 5.2: Diagrama de temperatura del modelo con una etapa de extracción. Fuente: Elaboración propia

Los resultados de esta configuración son los siguientes:

	Primera etapa	Unidad
Costo de agua	0,6018	[USD/m ³]
Destilado generado	1297	[m ³ /h]
número de plantas MED	422	[-]
Calor de rechazo utilizado	80,93	[MW]

Tabla 5.2: Resultados obtenidos con una etapa de extracción a 70 °C. Fuente: Elaboración propia

A continuación, se instala una segunda etapa después de la primera. De esta manera, se aumenta el rango de temperatura de extracción, aumentando el calor utilizado. En esta segunda etapa, no se ven afectados los resultados termodinámicos de la primera.

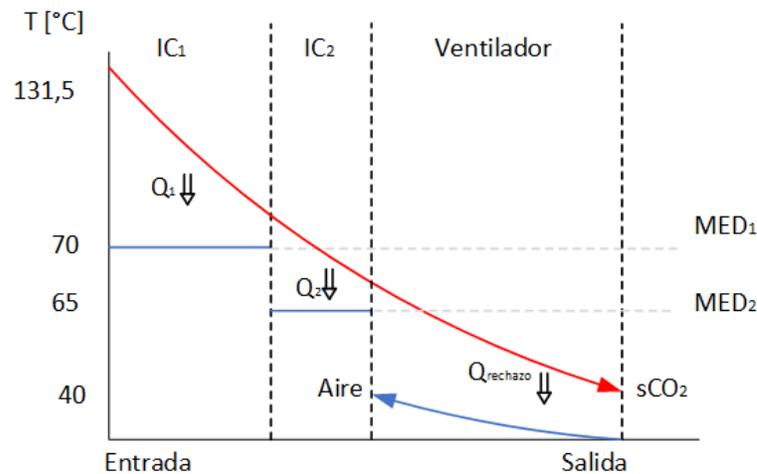


Figura 5.3: Diagrama de temperatura del modelo con dos etapas de extracción. Fuente: Elaboración propia

En la tabla a continuación se muestra los resultados específicos de la segunda etapa. Además, el resultado combinando ambas etapas como total.

	Segunda etapa	Total	Unidad
Costo de agua	0,6351	0,6093	[USD/m ³]
Destilado generado	439	1735	[m ³ /h]
número de plantas MED	148	570	[-]
Calor de rechazo recuperado	28,72	109,65	[MW]

Tabla 5.3: Resultados obtenidos con dos etapas de extracción a 70 y 65 °C. Fuente: Elaboración propia

De manera similar, se agregan múltiples etapas a continuación descendiendo la temperatura 5 grados Celsius por etapa, para mantener una distancia entre las etapas.

Con una tercera etapa a 60 °C se obtiene los siguientes resultados:

	Tercera etapa	Total	Unidad
Costo de agua	0,6779	0,6163	[USD/m ³]
Destilado generado	221	1957	[m ³ /h]
número de plantas MED	85	655	[-]
Calor de rechazo recuperado	16,62	126,27	[MW]

Tabla 5.4: Resultados obtenidos con tres etapas de extracción a 70, 65 y 60 °C. Fuente: Elaboración propia

Con una cuarta etapa a 55 °C se obtiene los siguientes resultados:

	Cuarta etapa	Total	Unidad
Costo de agua	0,6933	0,6212	[USD/m ³]
Destilado generado	146	2104	[m ³ /h]
número de plantas MED	70	725	[-]
Calor de rechazo recuperado	13,77	140,04	[MW]

Tabla 5.5: Resultados obtenidos con cuatro etapas de extracción a 70, 65, 60 y 55 °C. Fuente: Elaboración propia

Finalmente, con una quinta etapa a 50 °C se obtiene los siguientes resultados:

	Quinta etapa	Total	Unidad
Costo de agua	0,7393	0,6269	[USD/m ³]
Destilado generado	117	2220	[m ³ /h]
número de plantas MED	69	794	[-]
Calor de rechazo recuperado	13,62	153,66	[MW]

Tabla 5.6: Resultados obtenidos con cinco etapas de extracción a 70, 65, 60, 55 y 50 °C. Fuente: Elaboración propia

Con esa configuración de 5 etapas de extracción, se reutilizan 153,66 [MW] de los 209 [MW] disponibles es decir un 73,5 % del calor residual.

Estos resultados son resumidos en las siguientes tablas. En la tabla a continuación, se muestra los valores específicos de cada etapa, en una instalación de 5 etapas.

N° etapa	Temp. Etapa	Costo de destilado [USD/m ³]	Destilado [m ³ /h]	Calor utilizado [MW]
1	70	0,599	1297	80,9
2	65	0,633	439	28,7
3	60	0,676	222	16,6
4	55	0,692	147	13,8
5	50	0,739	117	13,6
Total	-	0,627	2220	153,7

Tabla 5.7: Resumen de resultados específicos para cada etapa instalada en un sistema de 5 etapas sin considerar el costo de bombeo. Fuente: Elaboración propia

En la tabla a continuación, se muestra los valores acumulados para diferente número de etapas instaladas.

N° etapas instaladas	Costo de destilado [USD/m³]	Destilado [m³/h]	Calor utilizado [MW]
1	0,602	1297	80,9
2	0,609	1735	109,7
3	0,616	1957	126,3
4	0,621	2104	140,0
5	0,627	2220	153,7

Tabla 5.8: Resumen de resultados para diferentes número de etapas instaladas sin considerar el costo de bombeo. Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la tabla 5.8, el costo total del agua, no aumenta de manera considerable, a pesar que el costo de específico de cada etapa si lo hace como se observa en la tabla 5.7. El costo aumenta debido a que, al bajar la temperatura, la planta MED se encuentra cada vez más lejos de su punto optimo. Por otro lado, cada vez se genera menos vapor, por lo tanto, menos destilado. Es por este motivo que, al realizar un promedio ponderado, las ultimas etapas aportan una pequeña fracción del costo.

A continuación, se presenta una tabla con las temperaturas del CO_2 a la salida de cada etapa, junto con las eficiencias exergéticas de los equipos.

N° de etapa	Temperatura de CO₂ en salida de la etapa	Eficiencia generador de vapor	Eficiencia planta MED
1	85,0	60,73 %	10,60 %
2	71,0	78,63 %	9,86 %
3	63,7	84,62 %	9,61 %
4	58,2	85,01 %	9,16 %
5	53,4	82,67 %	8,69 %

Tabla 5.9: Resultados de temperatura de CO_2 y eficiencia exergética para cada etapa en un sistema con 5 etapas instaladas.

Como se observa en la tabla 5.9, la temperatura del CO_2 desciende desde 131,5 [°C] hasta 53,4 [°C]. Teniendo en mente el límite de 40 [°C], se logra ocupar gran parte del rango disponible.

A continuación, se describen los costos de inversión obtenidos para esta configuración.

N° etapas instaladas	Inversión [MM USD]	Costo de destilado [USD/m³]
Solo ventilador	132	-
1	113	0.602
2	129	0.609
3	138	0.616
4	144	0.621
5	150	0.627

Tabla 5.10: Resumen de costo de inversión en función del número de etapas instaladas. Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar, en la tabla 5.10, instalar una etapa de vapor resulta tener el menor costo de inversión, incluyendo el caso original de rechazar todo el calor con un ventilador. El costo de inversión aumenta a medida que se instalan más etapas. Cabe mencionar que no se realiza la evaluación económica, considerando la venta del destilado producido y el flujo obtenido del destilado.

A continuación, se presentan dos gráficos de torta, indicando la distribución de los costos de inversión. El primero para una etapa instalada, y el segundo para cinco etapas instaladas.

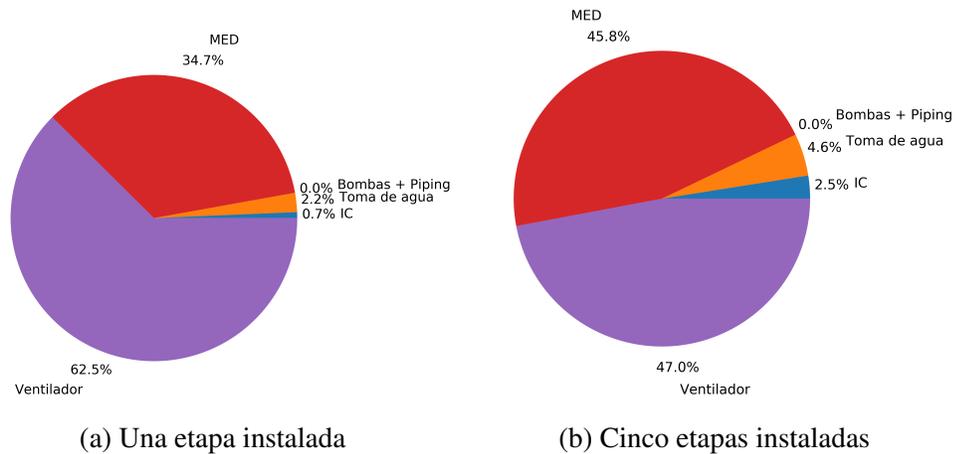


Figura 5.4: Distribución de costo de inversión para diferente número de etapas instaladas. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en las figuras 5.4, el costo de inversión es principalmente la instalación de las plantas MED y el ventilador. Como es de esperarse, al instalar más etapas (figura 5.4 (b)) y por lo tanto, disminuir más la temperatura del sCO_2 , el costo del ventilador se ve disminuido. Reduciendo su costo con una etapa a un 83,3 % del original, y con 5 etapas a un 53,3 % del original.

Al incluir los valores de traslado de agua, existe el problema, que en la cercanía del borde costero la condición solar no es favorable. Por lo tanto, la instalación de una planta de fuerza solar no es aconsejable. Al contrario, al alejar la planta de la costa, el costo por traslado de agua aumenta.

Con esto en mente, se busca una locación próxima a la costa con una radiación aceptable. A través, de la plataforma Explorador Solar del Ministerio de Energía y en conjunto con el software Google Earth Pro. Se determina un punto intermedio de ambas condiciones, cercano a la ciudad de Antofagasta, a 18 km de la costa con una elevación de 650 m.s.n.m. y con una radiación directa normal promedio de 9,60 [kWh/m²/día].

Este punto es mostrado en la siguiente figura.

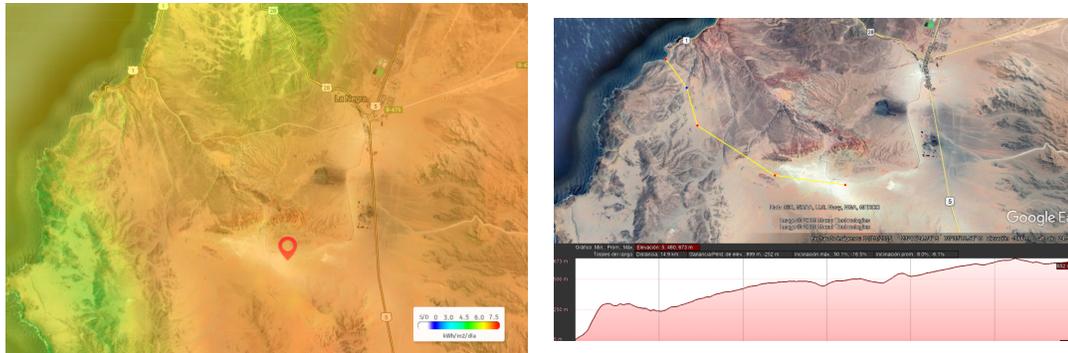


Figura 5.5: A la izquierda, muestra de explorador solar, a la derecha mapa de elevación. Fuente: Explorador solar y Google Earth Pro respectivamente

En la tabla a continuación, se muestran los resultados obtenidos en esta locación. Estos resultados corresponden a los valores específicos de cada etapa.

N° etapa	Temp. etapa [°C]	Costo [USD/m ³]	Destilado generado [m ³ /h]
1	70	2.909	1297
2	65	4.727	439
3	60	7.432	221
4	55	7.183	146
5	50	11.451	117
Total	-	4.449	2221

Tabla 5.11: Costo de agua y destilado generado para diferentes número de etapas considerando costo de bombeo. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la tabla 5.11, los costos suben considerablemente, sobre todo en las etapas de menor temperatura. Ésto es debido a que la planta MED requiere más agua de enfriamiento por unidad de destilado a medida que esta disminuye su temperatura, como se observa en la figura 5.6 a continuación.

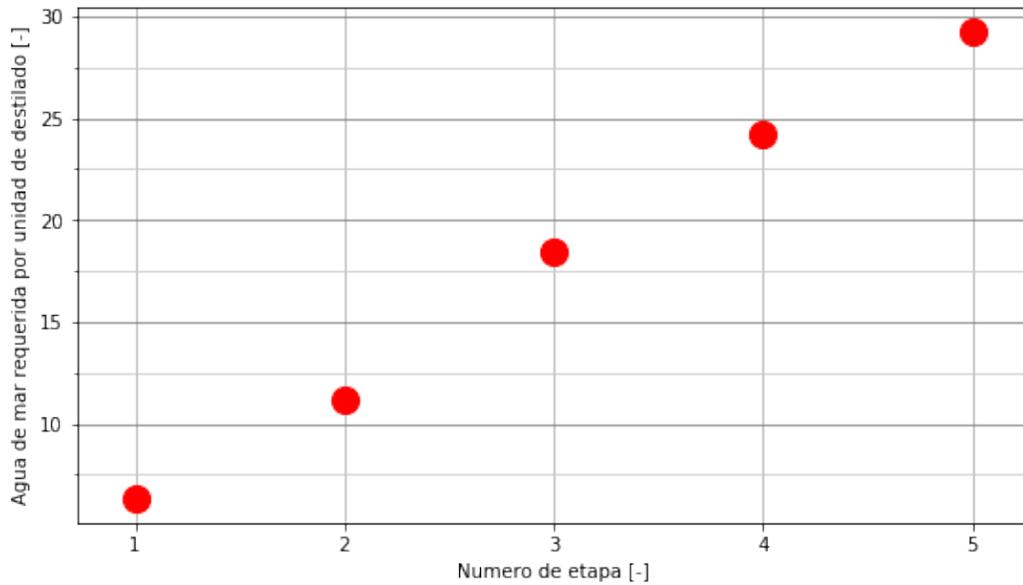


Figura 5.6: Consumo específico de agua de mar de planta MED por etapa de extracción de diseño propuesto. Fuente: Elaboración propia

A continuación, de manera similar a la figura 5.7 se presentan dos gráficos de torta, indicando la distribución de los costos de inversión considerando el costo de bombeo. Un gráfico para el sistema de una sola etapa, y otro para cinco etapas instaladas.

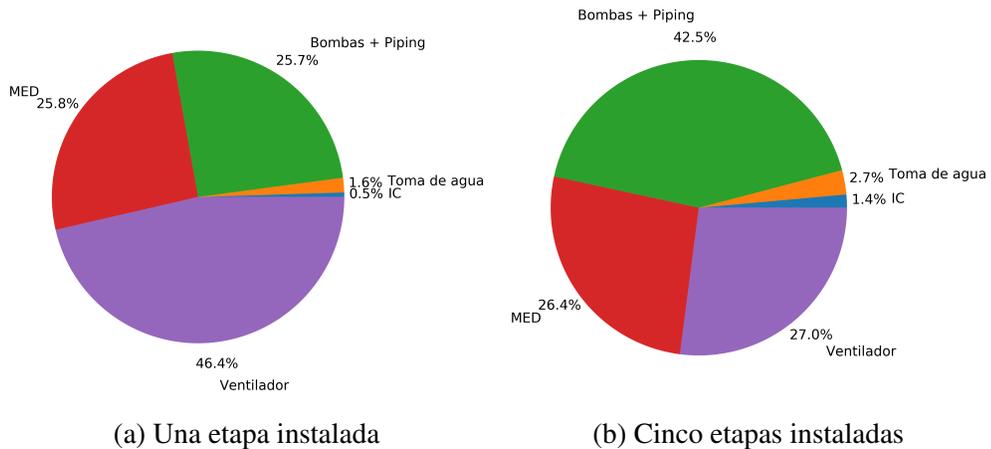
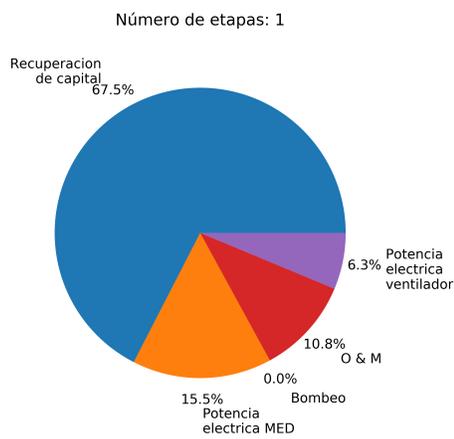


Figura 5.7: Distribución de costo de inversión para diferente número de etapas instaladas considerando traslado de agua. Fuente: Elaboración propia

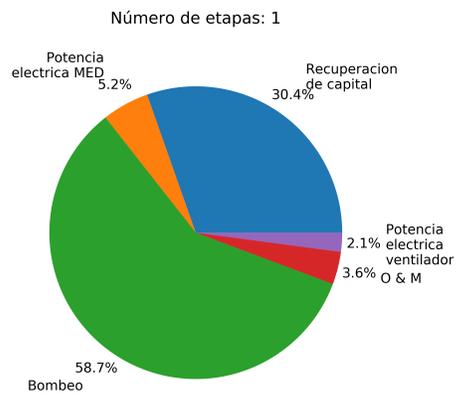
En la figura 5.7 se observa como se afectan los costos de inversión al instalar una o cinco etapas.

Comparando la distribución de la inversión en la figura 5.7, con la figura 5.4. Se observa como el costo de los sistemas de piping y las bombas representan gran parte de la inversión.

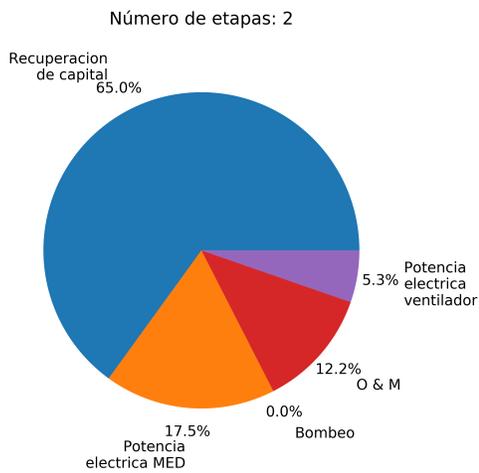
A continuación, se muestra la distribución de los costos del destilado. Se presentan gráficos de manera paralela, para el sistema con y sin considerar costos de bombeo; de 1 hasta 5 etapas instaladas.



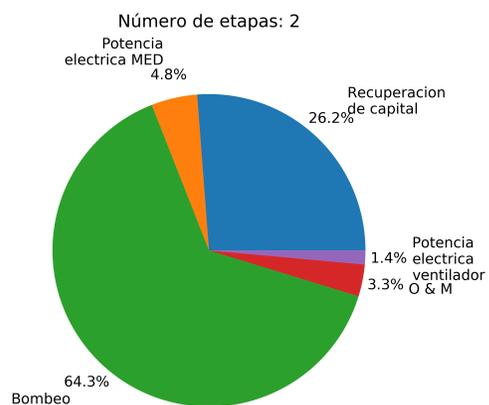
(a)



(f)



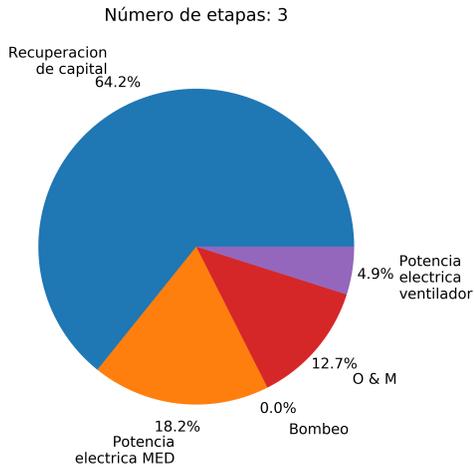
(b)



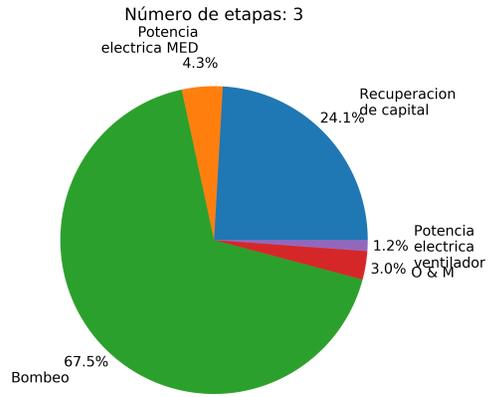
(g)

Continúa en la siguiente página...

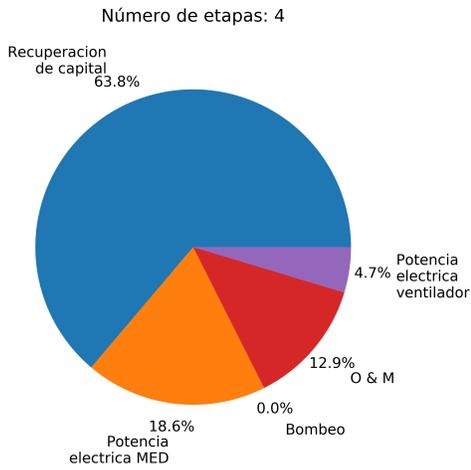
...Continuación



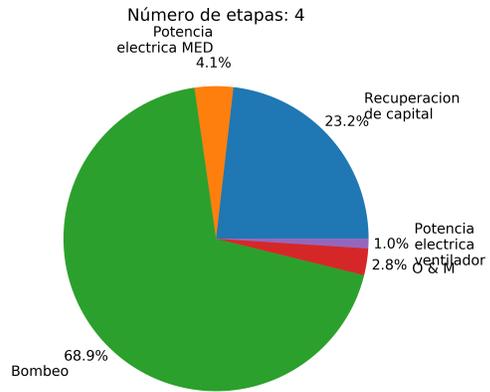
(c)



(h)



(d)



(i)

Continua en la siguiente pagina...

...Continuación

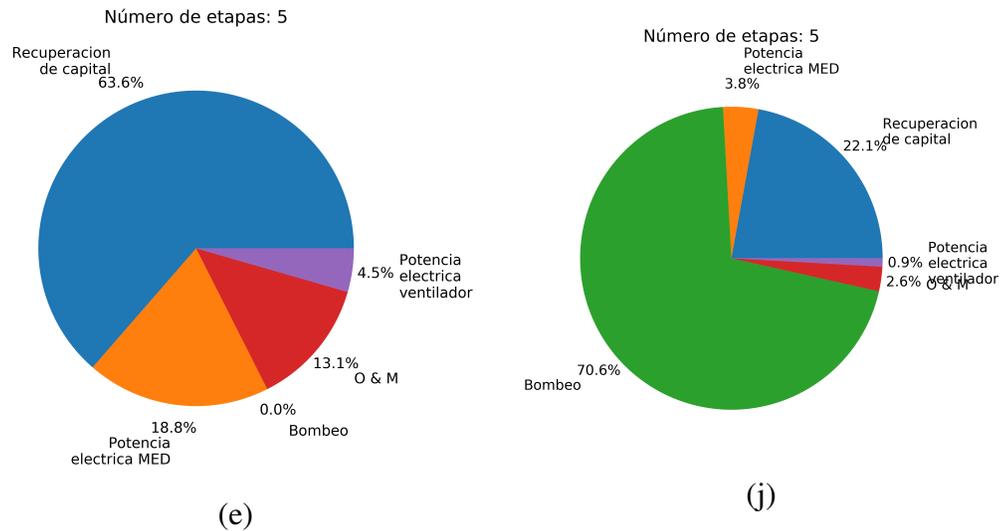


Figura 5.8: Distribución de costos de operación para evaluación sin bombeo (a,b,c,d,e) y con bombeo (f,g,h,i,j) para diferentes números de etapas instalada. Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura 5.8, los costos asociados al bombeo de agua representan la mayor parte de los costos del destilado.

Al aumentar el número de etapas del sistema, la diferencia de la distribución de los costos disminuye respecto al sistema con una etapa menos. Es decir, el gráfico d y e son más similares que los gráficos a y b. Esto es debido a que, las últimas etapas son de menor tamaño respecto a las primeras. Por lo tanto, estas afectan en menor medida.

Una manera de hacer viable el costo de 4,45 [USD/m³] presentando en la tabla 5.11, es realizar una contribución con una empresa minera. Las cuales, tienen un consumo elevado de agua. Hoy en día se esta implementando utilizar agua de mar para los procesos mineros [33]. Por lo tanto, se podría considerar esta planta como una estación de paso de una línea de traslado de agua mucho más larga. Donde los costos estén justificados en conjunto con la inversión minera.

La figura a continuación muestra como se estima el consumo de agua de mar en las empresas mineras de Chile.

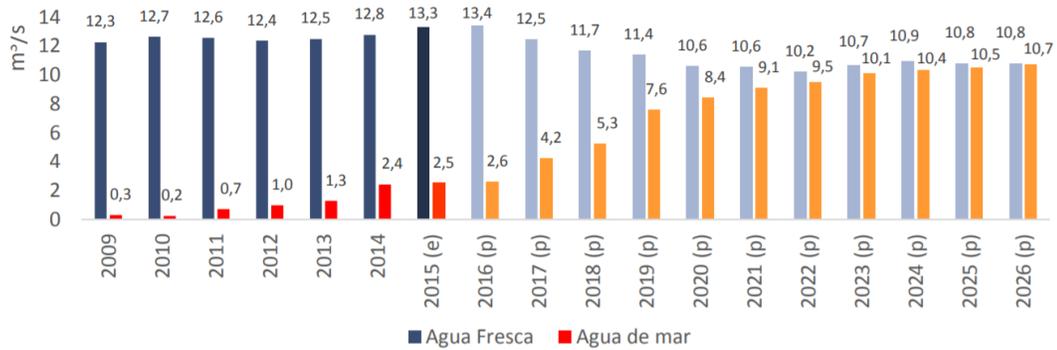


Figura 5.9: Evolución del consumo esperado de agua fresca y agua de mar en la minería del cobre entre los años 2009 y 2026. Fuente: [33]

A su vez, una opción para tratar los flujos de aguas residuales es mezclar la salmuera y el flujo de refrigeración resultante. Como se explicó anteriormente, a medida que se disminuye la temperatura de vapor, aumenta el flujo requerido de refrigeración por unidad de destilado. A su vez, disminuye la cantidad de destilado producido. Por lo tanto, como se observa en la tabla 5.12 a continuación, cada etapa extra agrega más agua de refrigeración por unidad de destilado. Por lo tanto, al combinar estos dos flujos, el resultado contiene menos salinidad.

N° etapas instaladas	Flujo [m³/s]	Temperatura [°C]	Salinidad [ppm]
1	1,91	33,61	41.587
2	3,16	31,58	40.346
3	4,23	30,50	39.496
4	4,91	30,27	39.162
5	5,83	29,92	38.703

Tabla 5.12: Flujo mezclado de salmuera y agua de refrigeración para diferentes número de etapas instaladas. Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la tabla 5.12, al mezclar los flujos residuales de refrigeración y salmuera, la salinidad y la temperatura disminuyen al instalar más etapas. Los valores para cinco etapas no representan un gran cambio respecto a las condiciones normales del agua de mar. Por otro lado, también se observa como el flujo de agua

aumenta al instalar más etapas.

De acuerdo con Cisternas et al. [34] los complejos mineros más grande de Chile que hacen uso de agua de mar de forma directa, son la Minera Centinela y la minera Sierra Gorda, que ocupan entre 780 y 1.500 [L/s] y 1.315 [L/s] respectivamente. También se encuentran las mineras Michilla (23), Las Cenizas Taltal (55), Mantos de la Luna (5), Antucoya (280), Pampa Camarones (25). Por otro lado, se proyecta 670 [L/s] para 2019. Sumando un total entre 2.901 y 3.621 [L/s] de agua de mar de uso directo.

No obstante, también hay empresas que desalan el agua de mar sumando en total entre 1.220 y 1.520 [L/s]. Proyectado entre 7.803 y 8.953 [L/s] para el 2019, de la cuales, dependiendo del método de desalinización puede afectar negativamente la salinidad adicional respecto a los 35.000 [ppm] originales del agua de mar.

A continuación, se muestra un gráfico que compara la situación de diferentes países que hacen uso de agua de mar dentro de la minería.

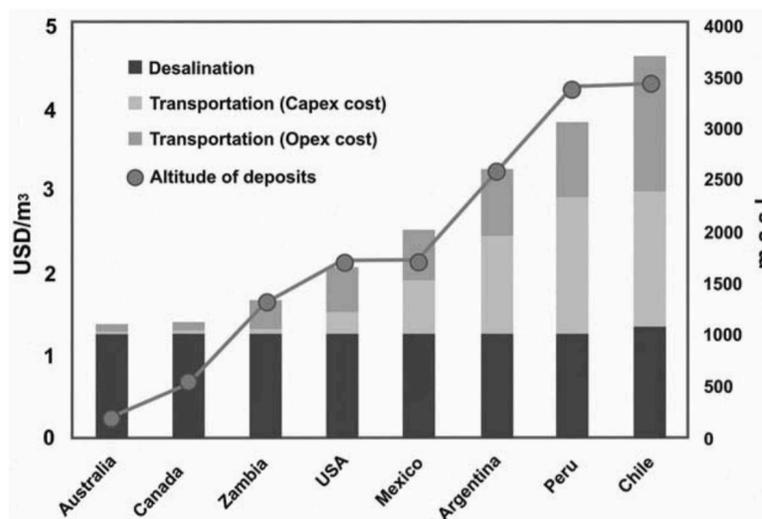


Figura 5.10: Costo por uso de agua de mar en diferentes países mineros con depósitos en altura. Fuente: [34]

Como se observa en la figura 5.10, costo de desalinización son similares en todos los países. La gran diferencia se encuentra en los costos de inversión y operación del transporte. Estos costos están relacionados principalmente con la altura de los depósitos mineros. Donde las empresas chilenas se encuentran en una gran desventaja. Al realizar

un trabajo en conjunto es posible beneficiar ambos procesos, al repartir los costos de traslado de agua dentro de lo que el mercado permita.

Capítulo 6

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones específicas

En la actualidad, la desalinización térmica es poco utilizada debido a las mejoras de la tecnología en ósmosis inversa. No obstante, las plantas de desalinización tipo MED son las plantas térmica con mejor eficiencia.

El modelo de CO₂ estudiado tiene un rango de temperatura favorable para utilizar con una planta MED, ya que, rechaza calor a una temperatura mayor a la temperatura de operación de la planta MED. Por otro lado, el modelo MED utilizado permite trabajar en todo el espectro real de una planta MED pero es necesario poner ciertas restricciones para utilizar el modelo correctamente.

Se logró construir un modelo numérico que permite acoplar ambos sistemas con distintas configuraciones obteniendo los resultados operacionales y económicos.

Con el modelo construido se logró plantear distintas configuraciones donde se analizó termodinámicamente y económicamente cada variable y como estas afectan al sistema.

Conclusiones generales

A partir del estudio termodinámico y sus resultados, es posible concluir que el acoplamiento de una planta de fuerza de un ciclo de sCO_2 con una planta de desalinización MED es técnicamente factible.

De acuerdo con los modelos ocupados, se puede estimar que se puede producir hasta 15 [m³/h] de destilado de agua por cada 1 [MW] de potencia entregada por la planta de fuerza. Con la configuración más extensa, se puede reutilizar hasta un 73 % del calor residual de la planta de fuerza. Modificando de esta manera, el sistema de rechazo de calor de la planta de fuerza. Encontrando un punto mínimo de los costos de inversión, al instalar una etapa de extracción de calor mediante la generación de vapor y otra mediante un ventilador.

Por otro lado, para evaluar económicamente el acoplamiento, se debe considerar la locación geográfica de la planta. Ya que esta afecta en gran medida los costos de destilado producido. Una ubicación cercana a la costa logrará un costo por debajo del mercado, pero al aumentar la distancia del punto de extracción, y con más efecto, la altura, los costos se elevan rápidamente. Lo que resultaría un costo muy elevado para poder competir en el mercado.

En este punto, también es importante determinar la fuente de calor de la planta de fuerza, pues en este trabajo se considero como una planta solar. Pero el ciclo de sCO_2 puede trabajar con cualquier fuente de calor. Lo que removería la restricción de una locación con buena radiación solar.

Existe una oportunidad en la industria minería debido a su aumento de uso de agua de mar. Lo que permite reducir los costos de traslado de agua tanto como para la generación de agua como para la minería.

Recomendaciones

Durante el desarrollo de este trabajo, se identificaron algunas oportunidades de trabajo futuros, o recomendaciones para otros trabajos.

- Mejorar la evaluación económica de una planta MED a través de la evaluación a nivel de componentes de esta.
- Considerar el problema con la planta de fuerza fuera del punto de diseño, lo que modificaría el flujo y temperatura del CO₂ que rechaza calor.
- Buscar una locación optima, considerando como afecta la radiación solar a la planta de fuerza y como esta afecta la producción de destilado junto al traslado de agua de alimentación.
- Mejorar la eficiencia del código, unificando los lenguajes de programación y usando un lenguaje de bajo nivel. En el trabajo realizado el cuello de botella fue el software EES, que requería más tiempo para abrir y cerrar al momento de realizar un calculo.

Bibliografía

- [1] R. T. et al., Analysis Synthesis and Design of Chemical Processes. Pearson Education, 5 ed., 2018.
- [2] I. A. Shiklomanov, “World water resources: a new appraisal and assessment for the 21st century; 1998,” p. 40.
- [3] S. Diop, Vital water graphics: an overview of the state of the world’s fresh and marine waters, vol. 1. UNEP/Earthprint, 2002.
- [4] E. Jones, M. Qadir, M. T. van Vliet, V. Smakhtin, and S.-m. Kang, “The state of desalination and brine production: A global outlook,” Science of The Total Environment, vol. 657, pp. 1343–1356, Mar. 2019.
- [5] Y. A. Çengel; Michael A. Boles, Termodinámica. McGraw Hill, 7 ed., 2012.
- [6] E. Feher, “The supercritical thermodynamic power cycle,” Energy Conversion, vol. 8, no. 2, pp. 85 – 90, 1968.
- [7] Y. Ahn, S. J. Bae, M. Kim, S. K. Cho, S. Baik, J. I. Lee, and J. E. Cha, “Review of supercritical co2 power cycle technology and current status of research and development,” Nuclear Engineering and Technology, vol. 47, no. 6, pp. 647 – 661, 2015.
- [8] H. J. Lee, H. Kim, and C. Jang, “Compatibility of candidate structural materials in high-temperature s-co2 environment,” in 4th International Symposium-Supercritical CO2 Power Cycles, Pittsburgh, PA, pp. 1–9, 2014.
- [9] G. Was, P. Ampornrat, G. Gupta, S. Teyseyre, E. West, T. Allen, K. Sridharan, L. Tan, Y. Chen, X. Ren, et al., “Corrosion and stress corrosion cracking in supercritical water,” Journal of Nuclear Materials, vol. 371, no. 1-3, pp. 176–201, 2007.

- [10] M. Persichilli, A. Kacludis, E. Zdankiewicz, and T. Held, “Supercritical co₂ power cycle developments and commercialization: why sco₂ can displace steam ste,” *Power-Gen India & Central Asia*, 2012.
- [11] A. Kouta, F. A. Al-Sulaiman, and M. Atif, “Energy analysis of a solar driven cogeneration system using supercritical CO₂ power cycle and MEE-TVC desalination system,” *Energy*, vol. 119, pp. 996–1009, Jan. 2017.
- [12] L. Moroz, M. Burlaka, and O. Rudenko, “Study of a supercritical co₂ power cycle application in a cogeneration power plant,” in *The 5th supercritical CO₂ power cycles symposium*, San Antonio, TX, 2014.
- [13] J. de Gunzbourg and D. Larger, “Cogeneration applied to very high efficiency thermal seawater desalination plants,” *Desalination*, vol. 125, pp. 203–208, Nov. 1999.
- [14] D. J. Saldivia, “Simulación computacional de sistema térmico de desalinización acoplado con energía solar,” p. 226, Nov. 2015.
- [15] R. Chacartegui, D. Sánchez, N. di Gregorio, F. Jiménez-Espadafor, A. Muñoz, and T. Sánchez, “Feasibility analysis of a MED desalination plant in a combined cycle based cogeneration facility,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 412–417, Feb. 2009.
- [16] I. Bolea, J. Uche, and L. Romeo, “Integration of MED with captured CO₂ flue gas compression,” *Desalination and Water Treatment*, vol. 7, pp. 124–131, July 2009.
- [17] A. Almutairi, P. Pilidis, N. Al-Mutawa, and M. Al-Weshahi, “Energetic and exergetic analysis of cogeneration power combined cycle and ME-TVC-MED water desalination plant: Part-1 operation and performance,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 103, pp. 77–91, June 2016.
- [18] F. Correa and R. Barraza, “Modelación y optimización de ciclo brayton de recompresión con dióxido de carbono supercrítico bajo condiciones variables,” p. 38, 2019.
- [19] M. L. Elsayed, O. Mesalhy, R. H. Mohammed, and L. C. Chow, “Performance modeling of MED-MVC systems: Exergy-economic analysis,” *Energy*, vol. 166, pp. 552–568, Jan. 2019.

- [20] N. Ghaffour, T. M. Missimer, and G. L. Amy, “Technical review and evaluation of the economics of water desalination: Current and future challenges for better water supply sustainability,” *Desalination*, vol. 309, pp. 197–207, Jan. 2013.
- [21] R. Branke, T. P. Fluri, and P. V. Lefort, “Combining concentrating solar power with multiple effect distillation at inland locations - An economically viable option for Northern Chile?,” (Santiago, Chile), p. 160001, 2018.
- [22] N. Voutchkov, *Desalination engineering: planning and design*. New York: McGraw-Hill, 2013. OCLC: 869464877.
- [23] M. Jaime, *Criterios de diseño técnico económico de un sistema de bombeo de agua en minería adaptado a un suministro ERNC fotovoltaico*. PhD thesis, Universidad Tecnica Federico Santa Maria, July 2018.
- [24] Y. Zhou and R. S. J. Tol, “Evaluating the costs of desalination and water transport: COSTS OF DESALINATION AND WATER TRANSPORT,” *Water Resources Research*, vol. 41, Mar. 2005.
- [25] P. Compain, “Solar Energy for Water Desalination,” *Procedia Engineering*, vol. 46, pp. 220–227, 2012.
- [26] N. M. Wade, “Distillation plant development and cost update,” *Desalination*, vol. 136, pp. 3–12, May 2001.
- [27] R. Leiva-Illanes, R. Escobar, J. M. Cardemil, and D.-C. Alarcón-Padilla, “Thermoeconomic assessment of a solar polygeneration plant for electricity, water, cooling and heating in high direct normal irradiation conditions,” *Energy Conversion and Management*, vol. 151, pp. 538–552, Nov. 2017.
- [28] K. Reddy and N. Ghaffour, “Overview of the cost of desalinated water and costing methodologies,” *Desalination*, vol. 205, pp. 340–353, Feb. 2007.
- [29] R. W. Serth, *Process heat transfer: principles and applications*. Amsterdam ; London: Elsevier Academic Press, 2007. OCLC: ocm77795449.
- [30] “Chapter 13 - propeller, axial, and centrifugal fans*,” in *Process Plant Machinery (Second Edition)* (H. P. Bloch and C. Soares, eds.).
- [31] “Precio medio de mercado sistema eléctrico nacional.”

- [32] M. J. Moran and G. Tsatsaronis, “Engineering Thermodynamics,” p. 109, 2000.
- [33] E. Castillo, “Proyección del consumo de agua en la minería del cobre al 2026,” p. 30, 2015.
- [34] L. A. Cisternas and E. D. Gálvez, “The use of seawater in mining,” *Mineral Processing and Extractive Metallurgy Review*, vol. 39, pp. 18–33, Jan. 2018.

Anexo A

Calculo de costo de inversión

Factores de equipos por característica:

Tipo de equipo	Descripción de equipo	K_1	K_2	K_3	Capacidad, unidad	Tamaño mínimo	Tamaño máximo
Intercambiador de calor	Tubo y coraza	4.3247	-0.3030	0.1634	Área, m ²	10	1.000
	Enfriador por aire	4,0336	0,2341	0,0497	Área, m ²	10	10.000

Tabla A.1: Extracto de tabla A.1 de [1]

Factores de corrección por presión:

Tipo de equipo	Descripción de equipo	C_1	C_2	C_3	Rango (barg)
Intercambiador de calor	Tubo y coraza (Ambos)	0	0	0	P < 5
		0,03881	-0,11272	0,08183	5 < P < 140
	Tubo y coraza (Solo tubos)	0	0	0	P < 5
		-0,00164	-0,00627	0,0123	5 < P < 140
	Enfriador por aire	0	0	0	P < 10
-0,1250		0,15361	-0,02861	10 < P < 100	

Tabla A.2: Extracto de tabla A.2 de [1]

Factores de corrección de equipo:

Tipo de equipo	Descripción de equipo	B_1	B_2
Intercambiador de calor	Tubo y coraza	1,74	1,55
	Enfriador por aire	0,96	1,21

Tabla A.3: Extracto de tabla A.4 de [1]

Valores de corrección de materiales:

Type of Exchanger	CS	Al	SS
Air Cooler	1,00	1,42	2,93

Tabla A.4: Valores tabulados de grafico A.18 de [1]

Exchanger Type	Shell - CS	CS	Cu	CS	SS	CS	Ni	CS	Ti
	Tube - CS	Cu	Cu	SS	SS	Ni	Ni	Ti	Ti
Fixed tube, sheet, or U tube	1,00	1,35	1,69	1,81	2,73	2,68	3,73	4,63	11,38

Tabla A.5: Valores tabulados de grafico A.18 de [1]

Anexo B

Ecuaciones

Calor Específico a Presión Constante La correlación para el calor específico utilizada por [14].

$$C_{p_{sw}} = A + BT + CT^2 + DT^3$$

Donde:

$$A = 4206,8 - 6,6197S_p + 1,2288 \cdot 10^{-2}S_p^2$$

$$B = -1,1262 + 5,4178 \cdot 10^{-2}S_p - 2,2719 \cdot 10^{-4}S_p^2$$

$$C = 1,2026 \cdot 10^{-2} - 5,3566 \cdot 10^{-4}S_p + 1,8906 \cdot 10^{-6}S_p^2$$

$$D = 6,8777 \cdot 10^{-7} + 1,517 \cdot 10^{-6}S_p - 4,4268 \cdot 10^{-9}S_p^2$$

donde C_p está en [kJ/kg°C], T en [°C] y la salinidad S_p en [gr/kg]. La correlación es válida para $0 < T < 180$ °C y $0 < X < 180$ [gr/kg] con una exactitud de $\pm 0,28$ %.