



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO METODOLOGÍA REFINADA DEL CÁLCULO TÉRMICO DE UN EVAPORADOR DE SALES DE 124 MW DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE CON PÉRDIDA DE TUBOS OPERATIVOS DEL HAZ

Autor: Álvaro Hermana Donoso
Director: Luis Manuel Mochón Castro

Madrid
Julio de 2021

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
'Metodología refinada del cálculo térmico de un evaporador de sales de 124 MW
de una central termosolar de torre con pérdida de tubos operativos del haz'
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
Curso académico 2020/21 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha
sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Álvaro Hermana Donoso Fecha: 18/07/ 2021

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Luis Manuel Mochón

Fecha: 18/07/2021



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

METODOLOGÍA REFINADA DEL CÁLCULO TÉRMICO DE UN EVAPORADOR DE SALES DE 124 MW DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE CON PÉRDIDA DE TUBOS OPERATIVOS DEL HAZ

Autor: Álvaro Hermana Donoso
Director: Luis Manuel Mochón Castro

Madrid
Julio de 2021

METODOLOGÍA REFINADA DEL CÁLCULO TÉRMICO DE UN EVAPORADOR DE SALES DE 124 MW DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE CON PÉRDIDA DE TUBOS OPERATIVOS DEL HAZ

Autor: Hermana Donoso, Álvaro.

Director: Mochón Castro, Luis Manuel.

Entidad colaboradora: ICAI - Universidad Pontificia Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

Introducción

El objetivo de este proyecto es realizar en detalle el cálculo térmico de un evaporador de 124 MW de una central solar de torre que utiliza sales fundidas como fluido caliente. Estos cálculos se utilizarán para analizar su comportamiento cuando el evaporador pierde tubos operativos del haz, observando cómo esto afecta al rendimiento de la central.

El evaporador forma parte de una central termosolar situada en Marruecos, donde, a raíz de una avería real, se hace necesario taponar cierto número de tubos. El evaporador es de carcasa y tubos (1 paso por carcasa y 1 paso por tubos). El agua entra saturada a 340°C y sale como vapor saturado a 340°C. Forma parte del sistema de generación de vapor de la central (SGS por sus siglas en inglés) y es uno de los principales intercambiadores de calor del sistema.

Definición del proyecto

La primera parte del proyecto se ha centrado en analizar en detalle tanto del flujo externo por el haz de tubos de las sales y del flujo interno de agua en ebullición por el interior de los tubos. Para ello, se han utilizado distintos grupos de correlaciones de la bibliografía al objeto de determinar el método óptimo de cálculo. El fenómeno de la ebullición dificulta notablemente la precisión de los resultados obtenidos, dada la complejidad de su estudio.

La física fundamental asociada con estos procesos de transferencia de calor por convección de dos fases no cuenta con el mismo grado de estudio que la convección monofásica, por lo

que la incertidumbre de cálculo es mayor. Esto obliga a implementar distintas correlaciones y ensayos con el fin de determinar el más acertado.

En la segunda parte se han puesto estos métodos al servicio del caso real y operativo descrito. Se ha determinado el régimen de funcionamiento bajo diferente nivel de obstrucción, en función del porcentaje de tubos operativos, analizando su rendimiento e intercambio de calor. Una vez caracterizado matemáticamente el evaporador, se ha podido determinar el riesgo que supone la pérdida de tubos operativos del haz.

La pérdida de tubos operativos es determinante en el buen funcionamiento de la central, al ser uno de los elementos clave del circuito térmico. La generación de la potencia nominal se ve directamente amenazada por este problema, por lo que es imperante analizar la gravedad y el límite de obstrucción que puede alcanzar el sistema. Esto se ha realizado con el mayor detalle posible.

Ambas partes del proyecto se han realizado de forma paralela, ya que dependen de manera directa una de la otra. Los cálculos se han afinado por distintos métodos, siempre buscando el óptimo en cuanto a la relación precisión-complejidad.

Descripción del modelo/herramienta

Para el desarrollo de los cálculos, se han utilizado EES para los cálculos del coeficiente de intercambio de calor en la parte fría, que requiere un cálculo más complejo de ecuaciones algebraicas complejas y Excel para crear los modelos completos, con los que se ha estudiado el comportamiento del evaporador. Tanto EES como Excel son parte del repositorio de aplicaciones disponibles en ICAI.

Resultados y Conclusiones

Los resultados obtenidos finalmente son tres modelos Excel, cada uno con un nivel de complejidad distinto, con los que se han calculado tanto la relación entre las masas de los fluidos circulantes y sus respectivos intercambios de calor, como la influencia de la pérdida de tubos en el rendimiento del sistema.

Las principales conclusiones obtenidas son, por un lado, que no existe una relación directamente proporcional, como podría pensarse inicialmente, entre el número de tubos obstruidos o fuera de operación y la reducción en la capacidad de intercambio térmico y, por

otro lado, que el sistema tiene capacidad para auto recuperar el 100% de la potencia térmica nominal bajo una pérdida de tubos de hasta el 30%, cuando se mantienen los caudales de sales y de agua, con mayor coste de bombeo. Esto se debe a dos motivos, por un lado, a la capacidad de la bomba (regulable en caudal y velocidad) del sistema de mantener el mismo caudal con menor número operativo de tubos de agua y por otro al sistema de intercambio de calor que es capaz de aumentar la transferencia de calor por unidad de área a medida que el número de tubos operativos descende.

Esto es debido a que el mantenimiento de los caudales con menor número operativo de tubos no afecta a la hidrodinámica del flujo de sales (mantiene el número de Reynolds), pero sí hace aumentar el número de Reynolds del flujo frío y, con ello, el Nusselt y, finalmente, el coeficiente de convección del lado frío (agua-vapor). Esto se observa en la Figura 1-1.

No solo es capaz de autorregularse, sino que la capacidad nominal del evaporador se ha demostrado mayor de lo establecido por el fabricante, en concreto entre un 2,5% y un 3% superior. La Tabla 1 muestra esta información, frente a los 124 MW nominales establecidos por el fabricante. Esto también otorga al sistema un margen de maniobra importante frente a la pérdida de tubos operativos.

q nominal experimental	127.185.884 (W)
q necesario para obtener 100% de flujo másico de vapor	122.541.834 (W)

Tabla 1 - Potencias calóricas más relevantes

Fuente: Elaboración propia

Además, se ha observado que la precisión de los cálculos se ve afectada por el modelo utilizado para evaluar los coeficientes de convección. En este sentido, se ha comprobado cómo el modelo más sencillo, que se comporta de manera extraordinariamente bien cuando el evaporador se encuentra con todos sus tubos operativos, pierde precisión cuando la pérdida de tubos operativos es significativa.

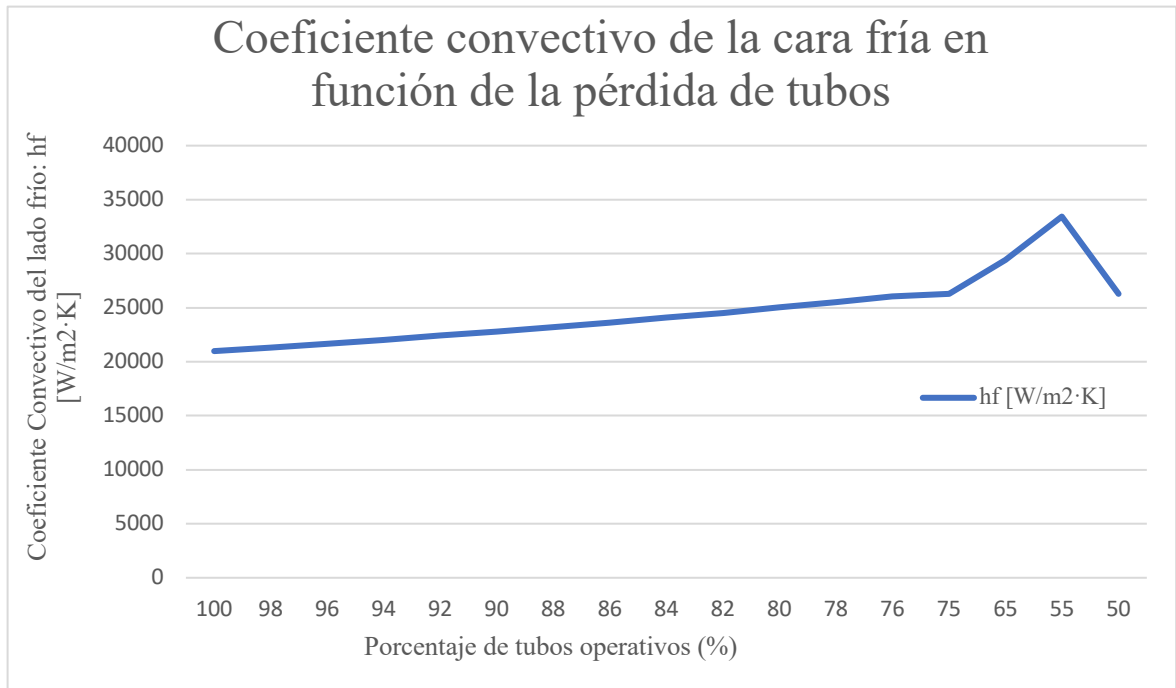


Figura **¡Error! No hay texto con el estilo especificado en el documento.** -1 - Coeficiente convectivo de la cara fría en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

REFINED METHODOLOGY FOR THE THERMAL CALCULATION OF A 124 MW SALT EVAPORATOR OF A THERMOSOLAR POWER TOWER PLANT WITH LOSS OF OPERATING TUBES

Author: Hermana Donoso, Álvaro.

Director: Mochón Castro, Luis Manuel.

Collaborating entity: ICAI - Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

Introduction

The aim of this project is to carry out detailed thermal calculations of a 124 MW evaporator of a solar tower power plant that uses molten salts as the hot fluid. These calculations will be used to analyze the evaporator's behavior when it loses operating tubes, observing how this affects the performance of the plant.

The evaporator is part of a solar thermosolar power plant in Morocco, where, due to a real phenomenon, the water tubes become obstructed. The evaporator is a shell and tube evaporator (1 pass through the shell and 1 pass through the tubes). The water enters saturated at 340 °C and leaves as wet steam saturated at 340 °C. It is part of the steam generation system (SGS), and is the main heat exchanger in the system.

Project definition

The first part of the project focused on analyzing in detail the external flow of salts through the casing and the internal flow of boiling water inside the tubes. For this purpose, various available correlations have been used to determine the optimum calculation method. The boiling phenomenon makes it very difficult to obtain accurate results due to the complexity of its study.

The fundamental physics associated with these two-phase convection processes do not have the same degree of study as single-phase convection, so the uncertainty in its

calculation is greater. This makes it necessary to implement different correlations and tests in order to determine the most accurate one.

In the second part, these methods have been put to the service of the real and operational case described. The operating regime has been determined under different levels of obstruction, depending on the percentage of operational tubes, analyzing their performance and heat exchange. Once the evaporator has been mathematically characterized, it has been possible to determine the risk posed by the loss of operating tubes.

The loss of operating tubes is a determining factor in the correct functioning of the plant, as it is the most important element of the thermal circuit. The generation of the nominal power is directly threatened by this problem, so, it is imperative to analyze the severity and the limit of obstruction that the system can reach. This has been done in as much detail as possible.

Both parts of the project have been conducted in parallel as they are directly dependent on each other. The calculations have been refined using different methods, always seeking the optimum in terms of accuracy-complexity ratio.

Description of the model/tools

For the execution of the calculations, EES has been used for the heat exchange coefficient in the cold part as it requires a more complex computation of differential equations. Excel has been used to create the complete models which were used to study the behavior of the evaporator. Both EES and Excel are part of the repository of applications available at ICAI.

Results and Conclusions

The final results obtained are three Excel models, each with a different level of complexity, which have been used to calculate both the relationship between the masses

of the circulating fluids and their respective heat exchanges and the influence of the tube loss on the performance of the system.

The main conclusions obtained include the ability of the system to withstand a tube loss of approximately 30% while maintaining 100% of its nominal heat exchange capacity. Furthermore, the heat exchange does not have a linear relationship with the tube loss, but the evaporator has an automatic regulation capacity, limiting the transmission loss as the tubes become obstructed. This is due to two main reasons, on the one hand, the system's pump is able to maintain the water's flow rate assuming a higher pumping cost while there is a loss in operating tubes and, on the other hand, the heat transmission system can naturally adjust to force more exchange per transmission area. This can be observed in Figure 1-1. This last part is a natural consequence of the pump maintaining the water flow rate, as the flow area has been reduced and therefore speed and the Reynolds number increase, ending up in higher convective performance on the cold side.

Furthermore, it has been observed that the nominal heat exchange is higher than what the data sheet showcases, this can be observed in Table 1. This contributes to the system being able to withstand serious tube loss conditions.

q nominal (experimemntal)	127.185.884 (W)
q necessary to produce 100% vapor mass flow	122.541.834 (W)

Tabla 1 – Relevant heat Exchange data

Source: Own elaboration

Moreover, it has been observed that further exhaustiveness of the calculation is necessary in certain cases as the simplest model, although it performs remarkably well when the evaporator is in full operation, loses accuracy when the operating tube loss increases.

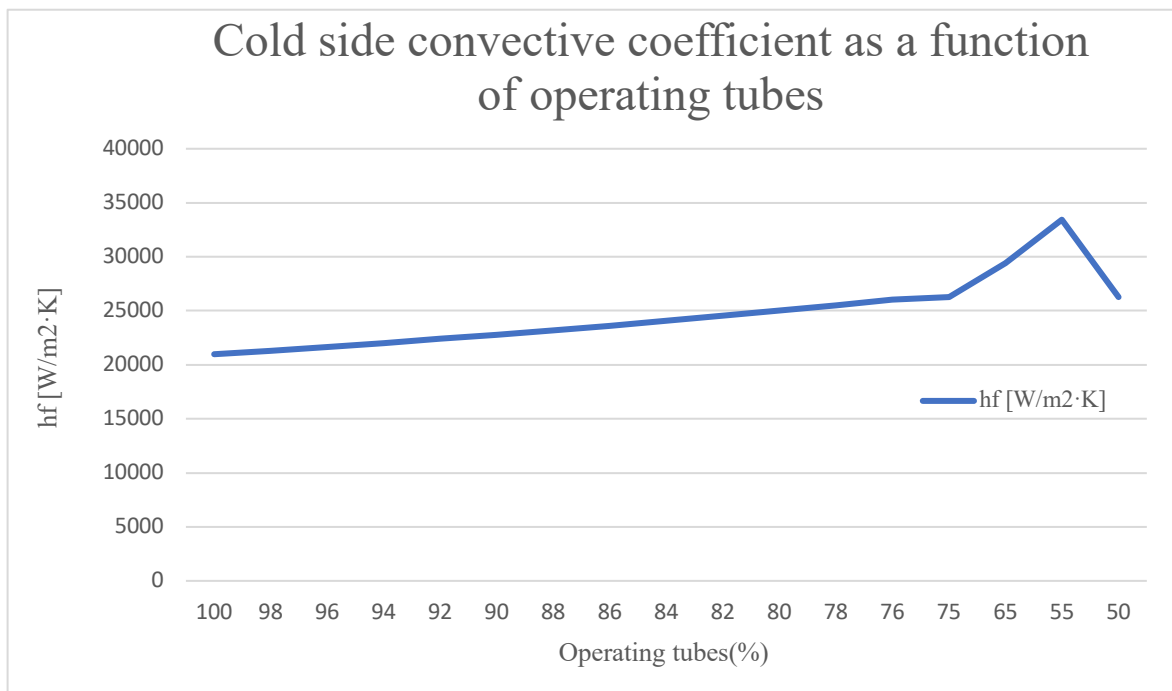


Figure 1;Error! No hay texto con el estilo especificado en el documento.-1 - Cold side convective coefficient as a function of operating tubes

Source: Own elaboration

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	6
Contexto y Objetivos	6
Motivación del proyecto.....	10
Metodología / Solución desarrollada	11
Recursos / Herramientas Empleadas.....	12
Capítulo 2. Descripción Tecnológica.....	13
Antecedentes	13
Descripción de la Estación Termosolar.....	13
2.1 La planta.....	13
2.2 El sistema SGS	15
2.3 El evaporador	17
2.3.1 Intercambio de calor	19
2.3.2 Configuración del evaporador	20
2.3.3 Coeficiente global de intercambio de calor	21
2.3.4 Introducción a los cálculos térmicos.....	23
2.4 Procesos de intercambio de calor bifásicos	28
2.4.1 Proceso de ebullición libre	29
2.4.1.1 La curva de ebullición	30
2.4.2 Flujo de ebullición.....	33
2.4.2.1 Correlaciones del flujo de ebullición	33
2.4.3 EES (Engineering Equation Solver)	36
2.4.3.1 Análisis del código EES.....	37
Capítulo 3. Modelos Desarrollados Y Análisis de Resultados.....	40
Contexto y Objetivos	40
Planteamiento	41
Resumen	42
3.1 Modelo básico	44
3.1.1 Introducción.....	44
3.1.2 Datos del problema	45
3.1.3 Desarrollo.....	47

3.1.4 Resultados y conclusiones.....	49
3.2 Modelo de tramo completo	52
3.2.1 Introducción.....	52
3.2.2 Desarrollo.....	53
3.2.3 Resultados y conclusiones.....	55
3.3 Modelo de flujo equicorriente y contracorriente.....	64
3.3.1 Introducción.....	64
3.3.2 Desarrollo	65
3.3.3 Resultados y conclusiones.....	66
3.4 Modelo de 12 tramos	71
3.4.1 Introducción.....	71
3.4.2 Desarrollo	72
3.4.3 Resultados y conclusiones.....	73
Capítulo 4. Conclusiones y Trabajos Futuros	79
4.1 Conclusiones	79
4.2 Trabajos futuros.....	80
Capítulo 5. Bibliografía	81
ANEXO I - Alineación del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenibles (ODS)	82
ANEXO II – Archivo Excel Completo	85

Índice de figuras

Figura 1-1 - Coeficiente convectivo de la cara fría en función de la pérdida de tubos	11
Figure 1-2 – Cold side convective coefficient as a function of operating tubes....	15
Figura 1-1 - Generación de energía en España en abril de 2021	7
Figura 1-2 - Estación termosolar de torre en Marruecos.....	8
Figura 2-1 - Disposición de la planta	14
Figura 2-2 - Características generales de la planta	15
Figura 2-3 - Esquema Sistema SGS	16
Figura 2-4 - Evaporador (1 paso por carcasa y 2 por tubos)	17
Figura 2-5 - Hoja de datos del evaporador.....	18
Figura 2-6 - Variación temperatura en intercambios con evaporación o condensación	20
Figura 2-7 - Diagrama Intercambiador de carcasa y tubos genérico	21
Figura 2-8 - Resistencias a la transmisión de calor	22
Figura 2-9 - Resistencia térmica total.....	22
Figura 2-10 - Configuración triangular de tubos por carcasa	26
Figura 2-11 - Curva de ebullición de Nukiyama	30
Figura 2-12 - Coeficiente de convección asociado a la curva de ebullición de Nukiyama	32
Figura 2-13 - Régimen de flujo durante el proceso de ebullición en un tubo horizontal	33
Figura 2-14 - Código EES	37
Figura 2-15 - Datos de entrada	38
Figura 2-16 - Resultados EES.....	39
Figura 3-1 - Intercambio de calor en función de la pérdida de tubos	50
Figura 3-2 - Cálculos totales Modelo básico	51
Figura 3-3 - Dirección de flujos	64

Figura 3-4 - Diagrama de intercambio de calor entre dos fluidos en contracorriente	67
Figura 3-5 - Plano evaporador con intersecciones marcadas.....	71
Figura 3-6 - Transmisión de calor a lo largo de los 12 tramos del evaporador	74
Figura 3-7 - Coeficiente de convección frío a lo largo de los 12 tramos del evaporador	75
Figura 3-8 – Título de vapor a lo largo de los 12 tramos del evaporador.....	76
Figura 3-9 - Cálculos modelo de 12 tramos con 100% de tubos operativos.....	77

Índice de tablas

Tabla 1 - Datos del evaporador y los fluidos	46
Tabla 2 - Cálculo de UA	47
Tabla 3 - Posible potencias nominales.....	48
Tabla 4 - Potencias calóricas más relevantes.....	56
Tabla 5 - Calor intercambiado en función de la pérdida de tubos.....	56
Tabla 6 - Porcentaje de flujo másico de vapor respecto al valor nominal en función de la pérdida de tubos.....	57
Tabla 7 - % del valor nominal de flujo másico de sales necesario para mantener el 100% del flujo másico de vapor en función de la pérdida de tubos	58
Tabla 8 - Coeficiente convectivo de la cara fría en función de la pérdida de tubos	59
Tabla 9 - Comparación de coeficientes de convección.....	60
Tabla 10 - Cálculos modelo de tramo completo con flujo másico de sales constante	62
Tabla 11 - Cálculos modelo de tramo completo con flujo másico de vapor constante	63
Tabla 12 - Datos modificados para el segundo modelo	65
Tabla 13 - Resultados modelo equicorriente y contracorriente.....	66
Tabla 14 - Cálculos modelo Equicorriente	69
Tabla 15 - Cálculos modelo Contracorriente.....	70
Tabla 16 - Comparación entre modelo de tramo completo y modelo de 12 tramos	73
Tabla 17 - Resumen alineación ODS.....	83

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este proyecto es realizar el cálculo térmico de un evaporador de 124 MW de una central solar de torre. Todo ello con el fin de analizar la pérdida de las prestaciones térmicas cuando se reduce el número de tubos operativos para el transporte del flujo de agua en el evaporador.

En ocasiones existen perforaciones en los tubos del evaporador de las centrales termosolares que obligan a taponar ciertos tubos para evitar la transferencia de agua o vapor, a una presión teórica de 146,4 bar, al flujo de sales, cuya presión de trabajo está en torno a 9 bar. El taponado reduce las áreas de transferencia de calor, tanto del lado caliente (sales) como del lado frío (agua-vapor), lo que conduce, inicialmente, a una reducción en la transferencia de calor, disminuyendo la producción de vapor y con ello la energía eléctrica producida por la planta.

El presente proyecto pretende valorar la pérdida en la generación de vapor cuando el evaporador ve reducido el número operativo de tubos.

CONTEXTO Y OBJETIVOS

El suministro eléctrico consta de tres actividades principales: la generación, capaz de satisfacer la necesidad de consumo existente, el transporte, cuya logística es capaz de transferir la energía generada al centro de consumo y la distribución, que posibilita la llegada de la energía al cliente final.

La generación a su vez se divide en distintos subgrupos, cuyos miembros principales son las centrales térmicas (termoeléctricas), propulsadas por combustibles fósiles en su mayoría, las centrales nucleares, capaces de generar energía eléctrica a partir de energía nuclear y las denominadas energías renovables. Estas se caracterizan por generar energía eléctrica a partir de fuentes

naturales virtualmente inagotables. Entre ellas están la eólica, solar, hidráulica o de biomasa.

Durante los últimos años la generación renovable en España ha aumentado sustancialmente. Durante el mes de abril de 2021 se ha logrado un 47% de generación renovable, cifra cuya tendencia es alcista (Figura 1-1). La media de 2020 fue del 44% lo que supuso un incremento del 11% frente al 2019. Datos que sirven para comprender el desarrollo de estas tecnologías y su importancia en el panorama actual. El crecimiento de las energías solares es imprescindible en este proceso (REE, 2021).

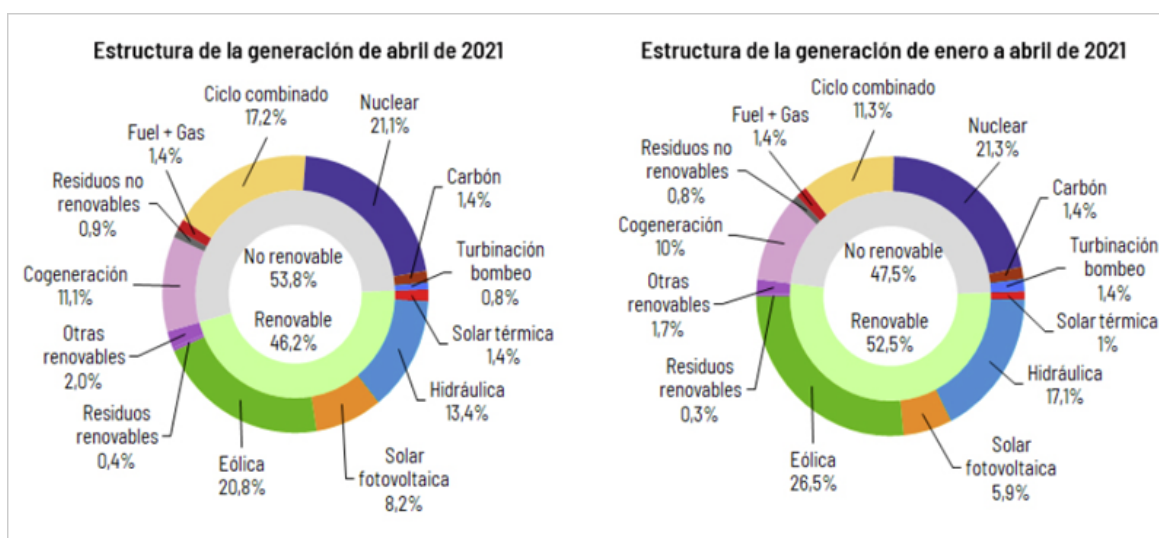


Figura 1-1 - Generación de energía en España en abril de 2021

Fuente: Red Eléctrica Española

Dentro de la energía renovable solar distinguimos dos sistemas diferentes, el termosolar y el fotovoltaico, ambos muy distintos entre sí. Sus tecnologías son completamente distintas, la fotovoltaica produce energía eléctrica a través de células fotovoltaicas y la termosolar aprovecha la energía solar para calentar un fluido que posteriormente, a través de un ciclo termodinámico, generará energía. Aunque hoy en día la tecnología fotovoltaica experimenta mayor crecimiento por su versatilidad y reducido precio, la termosolar también está en continua expansión.

Dos de las principales ventajas que presenta la energía termosolar son su capacidad de almacenaje para su posterior utilización en horario nocturno y el alto rendimiento que dan las centrales. El fluido caliente puede ser almacenado en tanques mientras que las estaciones fotovoltaicas necesitan complejos sistemas de baterías para lograr el mismo objetivo. Dentro de esta tecnología existen tres modelos de estación: canales parabólicos, lineales de Fresnel, Stirling y de torre. La estación estudiada corresponde a una estación termosolar de torre. En estas estaciones la radiación solar es proyectada en un mismo punto en lo alto de una torre gracias a un conjunto de paneles reflectantes como se observa en la siguiente figura. (Figura 1-2)



Figura 1-2 - Estación termosolar de torre en Marruecos

Fuente: Confidencial

En España existen alrededor de 50 estaciones termosolares y su generación es creciente cada año llegando a suponer un tercio de la capacidad mundial. Otros países donde la presencia de esta tecnología está aumentando son Estados Unidos, Sudáfrica, Chile o Marruecos, donde está emplazada la central que se ha

estudiado en este proyecto. La importancia que tienen estos proyectos en Marruecos será abordada en la sección de motivación.

La central se caracteriza por utilizar sales fundidas como fluido caliente. Este es calentado en la torre gracias a la energía solar que es reflejada por los paneles. El calor de dicho fluido es utilizado en un sistema de generación de vapor (SGS por sus siglas en inglés) donde el evaporador es el componente más importante. En el evaporador se da la mayor parte del intercambio de calor entre las sales y el agua. El vapor generado gracias a los 124 MW de calor transferido será capaz de propulsar una turbina que generará energía eléctrica. El evaporador estudiado es de carcasa y tubos (1 paso por carcasa del fluido caliente y 2 pasos por tubo del agua saturada).

El primer objetivo del proyecto será analizar en detalle el flujo externo de sales por la carcasa y del flujo interno de agua en ebullición por el interior de los tubos. Para ello, se utilizarán distintas correlaciones incluidas en la bibliografía para determinar el método óptimo de cálculo. El fenómeno de la ebullición dificulta notablemente la precisión de los resultados obtenidos, dada la complejidad de su estudio.

La física fundamental asociada con estos procesos de convección de dos fases no cuenta con el mismo grado de estudio que la convección monofásica por lo que la incertidumbre en su cálculo es mayor. Esto obliga a implementar distintas correlaciones y ensayos con el fin de determinar el más acertado.

El segundo objetivo es poner estos métodos al servicio de un problema real que se está dando en la estación marroquí bajo estudio. Durante su funcionamiento, se observó la recurrente avería del sistema de tubos por el que circula el agua. Estos se taponan con frecuencia reduciendo el número de tubos operativos. Mediante el cálculo térmico se ha abordado este fenómeno para observar cómo se ve afectado el correcto funcionamiento del evaporador. Por ello, se han realizado los cálculos pertinentes para estudiar el rendimiento y régimen de trabajo del sistema en función del porcentaje de tubos operativos.

MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

La principal motivación para la realización del proyecto es contribuir al desarrollo económico sostenible de un país emergente y con gran potencial de desarrollo, sobre todo en el ámbito de producción eléctrica. La economía energética marroquí ha dependido históricamente de grandes inversiones en la importación de combustibles fósiles. Esta exposición a los fluctuantes precios de la energía ha sido un gran factor limitante en su potencial de crecimiento.

Por ello el país ha apostado por las energías renovables y está haciendo un gran esfuerzo en implantarlas. Marruecos cuenta con recursos naturales abundantes en este sentido, principalmente solares y eólicos. Dar acceso a la población a energía limpia favorecerá la creación de riqueza e impulsará la industria (EY Global, 2019).

Las centrales termosolares son la gran solución a estos problemas, siendo capaces de suministrar tanto de día como de noche, presentándose como una alternativa real a los combustibles fósiles y el mercado internacional. Contribuir a su desarrollo y buen funcionamiento es todo un reto, un reto motivador y que verdaderamente aporta valor al desarrollo de nuestra sociedad.

A nivel ingenieril, el estudio y comprensión de la transmisión de calor durante los procesos de ebullición y condensación resulta de mucho interés al estudiante. La asignatura de transmisión de calor no incluía este apartado, con lo que se completará el conocimiento y formación en esta área.

Durante estos procesos, el coeficiente de transmisión es muy alto frente a la convección ordinaria, dando lugar a muchas posibilidades de implementación, resultando en un área de estudio de mucho interés.

Además, se presenta la oportunidad de poner en práctica estos conocimientos en un caso práctico: el estudio del evaporador en cuestión. Esta puesta en práctica contribuirá a la formación integral como ingeniero del autor, comprendiendo el modo de trabajo profesional y la puesta en marcha de conocimientos obtenidos durante

el grado. Se quiere a su vez contribuir al diseño de la planta solar mediante el análisis de su funcionamiento bajo los efectos del fallo en los tubos.

METODOLOGÍA / SOLUCIÓN DESARROLLADA

La memoria descriptiva contiene de forma detallada el conjunto de pasos que se han realizado para lograr los objetivos del proyecto:

- Estudio en profundidad del sistema de generación de vapor de una central termosolar de torre, el evaporador y intercambio de calor en fluidos bifásicos y monofásicos.
- El modelado del intercambio de calor en tres fases en función de los tubos operativos.
 - **Modelo básico:** Obtención de datos aproximados como base del estudio.
 - **Modelo de tramo completo:** Evaporador como unidad de intercambio completa.
 - **Modelado en equicorriente y contracorriente:** Se divide el estudio del evaporador en dos secciones en función de las características del flujo.
 - **Modelado en 12 tramos:** Siguiendo la geometría del evaporador se crea un modelo completo donde se analizan las 12 secciones de intercambio, teniendo en cuenta las características del flujo cruzado.
- Análisis de los datos obtenidos para abordar nuestras cuestiones y objetivos principales: Intercambio de calor, comportamiento en pérdida de tubos y relación precisión-complejidad del cálculo.
- Conclusiones en base a los resultados obtenidos y siguientes pasos.

RECURSOS / HERRAMIENTAS EMPLEADAS

Se han utilizado los siguientes las siguientes herramientas y programas para la realización de este proyecto:

- Microsoft Office: Destacamos el uso de Excel para desarrollar los cálculos y modelos del intercambio de calor en el evaporador. Se ha utilizado también Word y PowerPoint para la redacción de la memoria y las distintas presentaciones del proyecto
- EES (Engineering Equation Solver): Para el cálculo del coeficiente de intercambio de calor en la zona fría, para estudiar el intercambio en cambio de fase.

Capítulo 2. DESCRIPCIÓN TECNOLÓGICA

ANTECEDENTES

El objetivo de este proyecto es realizar el cálculo térmico de un evaporador de 124 MW de una central solar de torre. Todo ello con el fin de analizar la pérdida de las prestaciones térmicas cuando se reduce el número de tubos operativos del haz del evaporador.

En ocasiones existen perforaciones en los tubos del evaporador de las centrales termosolares que obligan a taponar ciertos tubos para evitar la transferencia de agua o vapor, a una presión teórica de 146,4 bar, al flujo de sales, cuya presión de trabajo está en torno a 9 bar. El taponado reduce las áreas de transferencia de calor, tanto del lado caliente (sales) como del lado frío (agua-vapor), lo que conduce, inicialmente, a una reducción en la transferencia de calor, disminuyendo la producción de vapor y con ello la energía eléctrica producida por la planta.

El presente proyecto pretende valorar la pérdida en la generación de vapor cuando el evaporador ve reducido el número operativo de tubos.

Para ello es necesario conocer el medio estudiado, incluyendo la estación termosolar y todos sus elementos. Además, es necesario conocer el sistema de cálculo y las correlaciones matemáticas utilizadas.

DESCRIPCIÓN DE LA ESTACIÓN TERMOSOLAR

2.1 LA PLANTA

La planta estudiada es una estación termosolar de torre. Este tipo de plantas constan de un amplio campo de heliostatos, cuya responsabilidad es capturar la radiación solar incidente. Estos cuentan con un sistema de seguimiento que les

permite seguir el movimiento del sol, capturando en todo momento la mayor cantidad de radiación posible.

Los heliostatos reflejan dicha radiación a un punto en concreto llamado punto receptor, situado en lo alto de la torre de la estación. La disposición de los heliostatos alrededor de la torre puede observarse en la Figura 2-1.

El fluido caliente utilizado como receptor de toda la radiación reflejada, está compuesto por sales de nitrato fundidas. En primer lugar, este fluido se almacena en el denominado tanque frío, desde donde es bombeado a lo alto de la torre. Una vez calentado, es transportado desde el receptor hasta el tanque caliente donde se almacena hasta ser utilizado cuando exista demanda eléctrica.

Este sistema permite a la estación suministrar energía aún cuando no existe radiación solar, siendo posible utilizar la energía durante la noche.

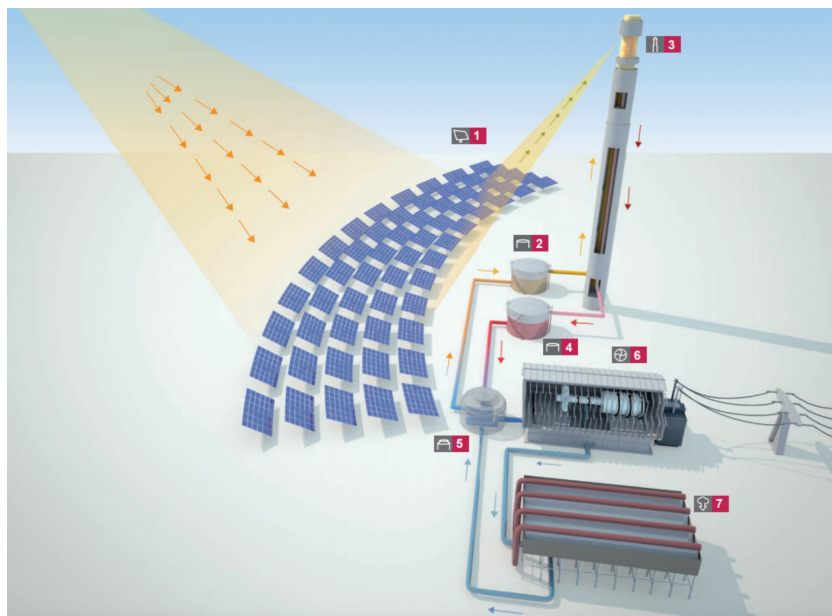


Figura 2-1 - Disposición de la planta

Fuente: Informe planta termosolar, confidencial

La planta cuenta con una turbina capaz de generar 150MW de potencia eléctrica en condiciones nominales. Esta es alimentada gracias al fluido caliente a través de sistema de generación de vapor (SGS).

Las características generales de la planta las encontramos en la Figura 2-2.

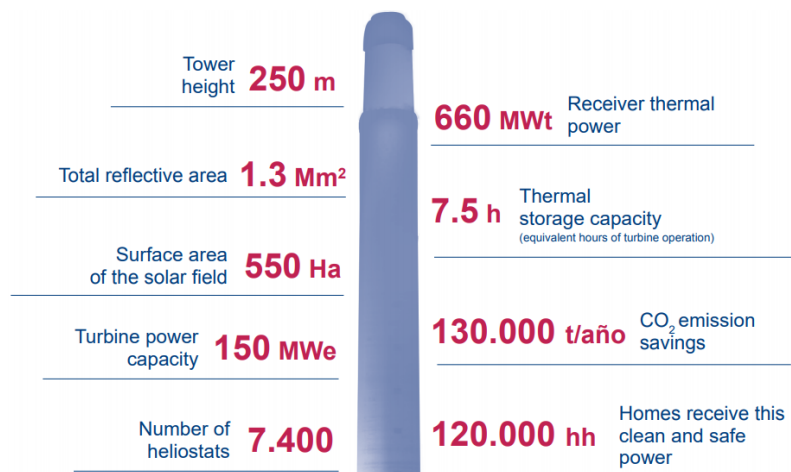


Figura 2-2 - Características generales de la planta

Fuente: Informe planta termosolar, confidencial

2.2 EL SISTEMA SGS

El sistema de generación de vapor tiene como fin último alimentar la turbina de la estación. Está formado por un sobrecalentador, un evaporador con tambor, un economizador y un recalentador. Su esquema se muestra en la Figura 2-3.

El sistema cuenta con dos partes, el circuito de agua y el de sales. Ambos discurren de forma paralela e intercambian calor a lo largo del camino. Las sales fundidas entran al sistema a una temperatura de 555°C, en concreto al sobrecalentador (superheater) donde cumplen la función de llevar el vapor caliente del evaporador a condiciones de sobrecalentamiento.

A continuación, las sales entran al evaporador (evaporator). Este es el intercambiador principal de calor del sistema, donde la mayoría del vapor es

generado. Las sales entran con un flujo másico de 861,6 Kg/s a una temperatura de 440°C y el agua en estado líquido a una temperatura de 340°C en condiciones de saturación y con un flujo de 430 Kg/s.

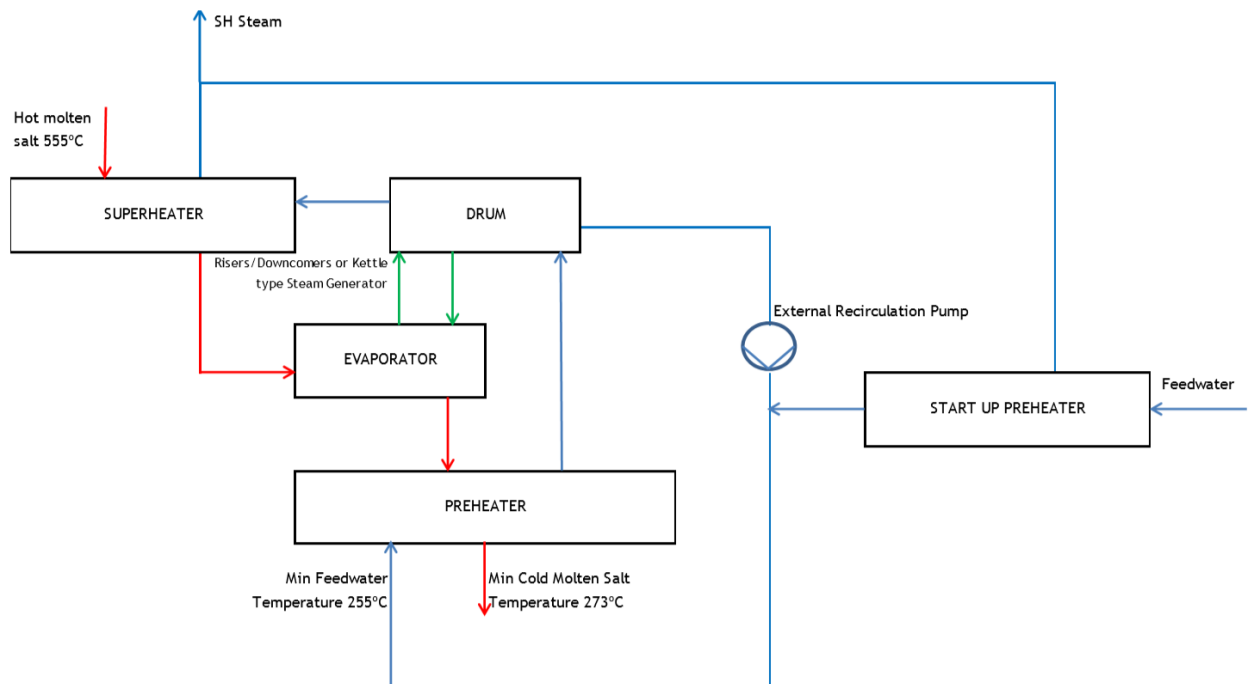


Figura 2-3 - Esquema Sistema SGS

Fuente: Informe planta termosolar, confidencial

A su salida, el agua tiene un título de vapor del 0,277, lo que supone 119,4 kg/s de vapor. La mezcla final de líquido y vapor de agua se dirige a al tambor (drum), donde el vapor es dirigido al sobrecalentador, como se ha descrito con anterioridad, y el agua líquida de devuelve al evaporador para ser evaporada.

Cabe destacar el papel del precalentador o economizador (economizer). Este componente concentra muchos de los principales problemas que el sistema puede ocasionar. Lo cual se debe a la temperatura de entrada de las sales, si ésta es inferior al punto de sublimación, se solidificarán bloqueando el sistema.

Para garantizar una temperatura lo suficientemente alta para evitar este fenómeno, pero suficientemente baja para no ocasionar problemas en el tanque frío de

almacenamiento, esta temperatura es estudiada con detenimiento y se consigue reutilizando parte del agua del evaporador para mantener la temperatura de las sales en el economizador.

En resumen, el sistema hace una gestión inteligente del calor en las sales para generar la mayor cantidad de flujo másico de vapor y a la vez garantizar el buen funcionamiento de todo el sistema con especial atención a la entrada de las sales en el economizador.

2.3 EL EVAPORADOR

Es el elemento más importante del sistema de generación de vapor. Es aquí donde se da la mayor parte del intercambio de calor. Se trata de un evaporador de carcasa y tubos con un paso por carcasa y dos por tubos. Su potencial nominal es de 124 MW que se consiguen transmitiendo calor desde el fluido caliente (sales fundidas) al agua para evaporarlo.

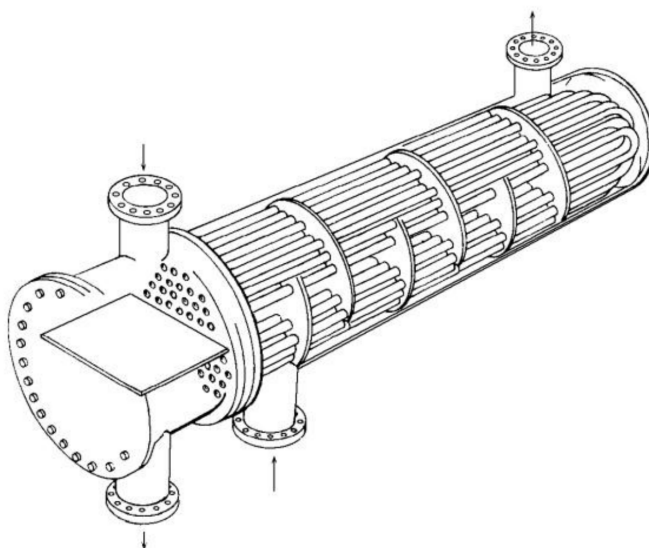


Figura 2-4 - Evaporador (1 paso por carcasa y 2 por tubos)

Fuente: Instituto Superior Minero Metalúrgico

Las sales fundidas fluyen por la carcasa con una temperatura de entrada de 440°C y una de salida de 343°C. El agua fluye en todo momento a una temperatura de

340°C, siendo la energía empleada en variar el título de vapor, al estar el fluido en condiciones de saturación. Sus características técnicas se pueden examinar en la Figura 2-5. Los datos más relevantes para tener en cuenta durante el análisis serán los flujos máscicos, temperaturas, longitud y diámetros entre otros.

El haz de tubos del evaporador es el principal objeto de estudio del proyecto. El total de tubos es de 2960 y estos sufren obstrucciones que los inhabilitan. Se quiere analizar el comportamiento del intercambio de calor y el rendimiento del evaporador cuando esto sucede.

Surf/Unit (Gross/Eff) 3442.10 / 3253.6 m2		Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 3442.10 / 3253.6 m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid Name		MOLTEN SALTS		WATER / STEAM	
Fluid Quantity, Total kg/s		861.604		430.902	
Vapor (In/Out)					119.40
Liquid		861.604	861.604	430.902	311.542
Steam					119.40
Water				430.902	311.542
Noncondensables					
Temperature (In/Out) C		440.60	343.00	340.00	340.00
Specific Gravity		1.8089	1.8714	0.6112	0.6111
Viscosity mN-s/m2		1.5201	2.4419	0.0705	0.0225 V/L 0.0705
Molecular Weight, Vapor					
Molecular Weight, Noncondensables					
Specific Heat kJ/kg-C		1.5204	1.5062	8.2031	12.226 V/L 8.210
Thermal Conductivity W/m-C		0.5277	0.5086	0.4617	0.1117 V/L 0.462
Latent Heat kJ/kg				1024.32	1027.56
Inlet Pressure bar		9.000		146.402	
Velocity m/s		0.49		2.30	
Pressure Drop, Allow/Calc bar		1.300	1.000	0.500	0.489
Fouling Resistance (min) m2-K/W		0.000088		0.000088	
Heat Exchanged MegaWatts 124.961		MTD (Corrected)		26.1 C	
Transfer Rate, Service 1499.10 W/m2-K		Clean	2237.02 W/m2-K	Actua	1534.21 W/m2-K
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
		Shell Side	Tube Side		
Design/Test Pressure	barG	13 & FV / 18.6 / 2	167 & FV / 238.8 / 2		
Design Temperature	C	490.0 / MDMT -10.0	355.0 / MDMT -10.0		
No Passes per Shell		1	2		
Corrosion Allowance	mm	0.5	0.5		
Connections	In mm	1 @ 22 " BW	1 @ 26 " BW		
Size & Rating	Out mm	1 @ 22 " BW	1 @ 28 " BW		
	Intermediate	@	@		

Figura 2-5 - Hoja de datos del evaporador

Fuente: Informe planta termosolar, confidencial

Se han omitido ciertos datos del fabricante y el nombre de la planta por confidencialidad.

El aspecto más relevante es el flujo másico de vapor saliente y será este el que determine si el evaporador puede sufrir pérdidas de tubos y seguir operando en régimen nominal o si, por el contrario, su rendimiento se ve notablemente afectado.

Se observa la problemática del trabajo; en ocasiones existen perforaciones en los tubos del evaporador que obligan a taponar ciertos tubos para evitar la transferencia de agua o vapor, a una presión teórica de 146,4 bares, al flujo de sales, cuya presión de trabajo está en torno a 9 bares. El taponado reduce las áreas de transferencia de calor, tanto del lado caliente (sales) como del lado frío (agua-vapor), lo que conduce inicialmente a una reducción en la transferencia de calor, disminuyendo la producción de vapor y con ello la energía eléctrica producida por la planta.

2.3.1 INTERCAMBIO DE CALOR

El evaporador es un intercambiador de calor cuya función es la de calentar el agua que penetra el sistema con el calor absorbido por las sales en la torre. El calor en es transferido mediante convección (ISMM, 2012).

La convección hace referencia a la transmisión de calor entre un cuerpo/superficie y un fluido a distintas temperaturas. Es un proceso basado en la conducción, es decir, consecuencia de dos cuerpos a distintas temperaturas, pero favorecidos por la advección, el movimiento relativo del fluido frente a la superficie. Por ello la superficie de los tubos hará de intermediaría entre ambos fluidos y es el evaporador el que está diseñado para maximizar dicha superficie y su distribución para lograr la mayor eficiencia en el intercambio de calor

2.3.2 CONFIGURACIÓN DEL EVAPORADOR

Atendiendo a la variación de temperatura de los fluidos, el evaporador presenta un intercambio de una corriente, esto quiere decir que solo uno de los fluidos experimenta una variación de temperatura. Esto es posible cuando uno de los fluidos se encuentra en estado bifásico y el calor absorbido se emplea en cambiar su estado de líquido a vapor o viceversa.

La Figura 2-6 muestra gráficamente la variación de temperaturas de los fluidos en el proceso. En el caso del evaporador es el fluido frío el que mantiene su temperatura.

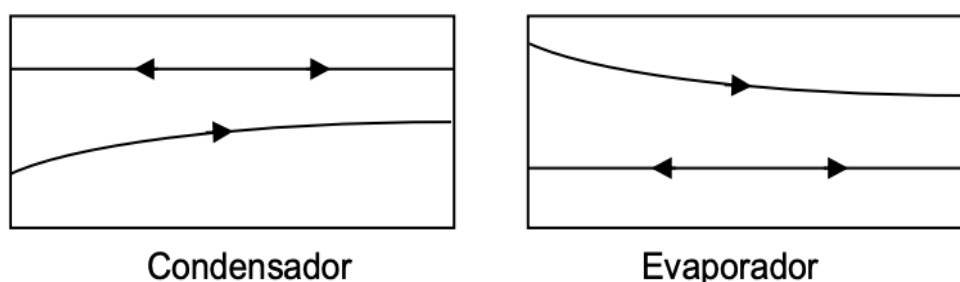


Figura 2-6 - Variación temperatura en intercambios con evaporación o condensación

Fuente: Intercambiadores de calor, transmisión de calor, GITI 2020

Atendiendo a la configuración del flujo, el intercambiador puede interpretarse de diversas maneras, ya que en su longitud total ambos flujos discurren de manera tanto equicorriente y contracorriente entre sí como en flujo cruzado. Este parámetro e interpretación de la configuración se ha estudiado en los cálculos térmicos y se ha valorado su influencia en el modelado final.

La configuración de fabricación del intercambiador corresponde a un intercambiador de carcasa y tubos. Esta configuración cuenta con una carcasa principal, dentro de la cual se encuentra un haz de tubos dispuesto con cierta distancia entre sí para permitir el flujo del fluido externo, el otro circula por dentro de dicho haz de tubos. La configuración final se puede observar en la Figura 2-7.

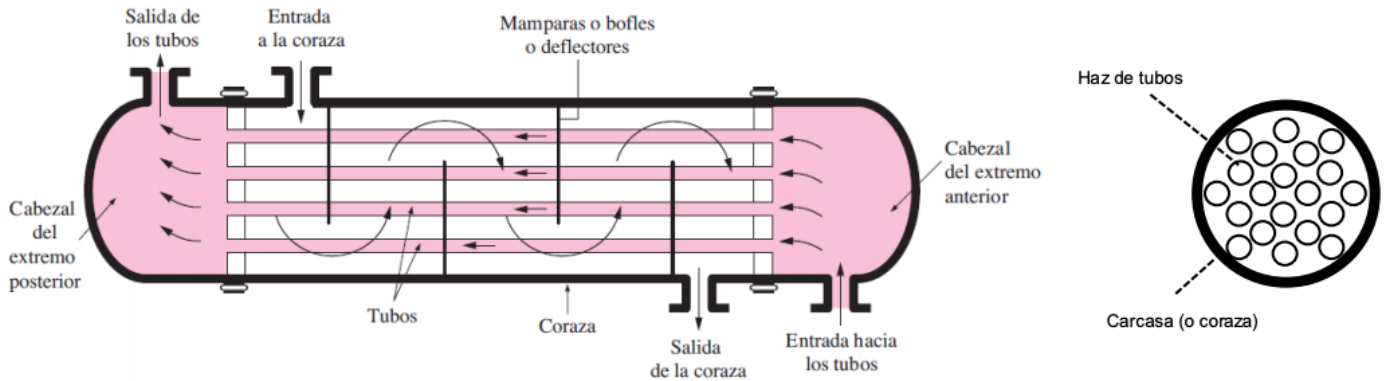


Figura 2-7 - Diagrama Intercambiador de carcasa y tubos genérico

Fuente: Instituto Superior Minero Metalúrgico

En concreto, el evaporador estudiado cuenta con dos pasos por tubo, lo cual significa que el haz de tubos completo cambia de dirección dentro de la carcasa, haciendo dos recorridos por esta. En la medida que aumentan los pasos por tubo mayor es el salto térmico del fluido que circula por ellos y, en consecuencia, mayor es la potencia calorífica intercambiada.

También es común el uso de deflectores (

Figura 2-7), que hacen posible una interacción en flujo cruzado entre el fluido externo y el haz de tubos, lo que aumenta el coeficiente de convección del lado caliente, contribuyendo al incremento de la potencia térmica intercambiada.

2.3.3 COEFICIENTE GLOBAL DE INTERCAMBIO DE CALOR

El calor intercambiado se estudia en función de la capacidad del sistema para transferir energía de un fluido a otro y esto se logra analizando las distintas resistencias que existen entre los fluidos. Cuanto menor sea dicha resistencia, mayor será el calor intercambiado a través de la misma unidad de superficie.

El sistema puede modelizarse como en la Figura 2-8 y la potencia calorífica intercambiada debe superar una serie de resistencias en su camino de un fluido al otro.

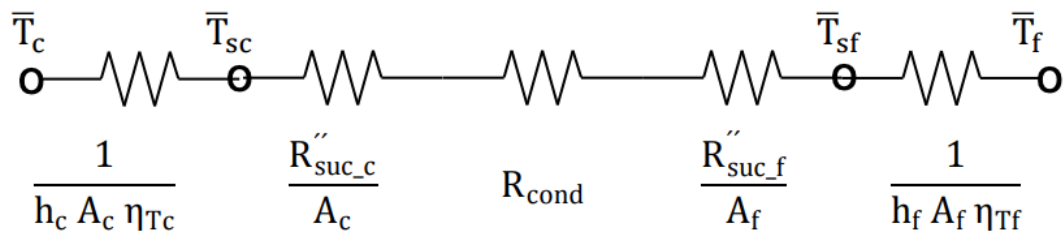


Figura 2-8 - Resistencias a la transmisión de calor

Fuente: Intercambiadores de calor, transmisión de calor, GITI 2020

- T_c : temperatura del fluido caliente, emisor
- T_{sc} : temperatura superficial caliente
- T_{sf} : Temperatura superficial fría
- T_f : Temperatura del fluido frío, receptor
- h_c [$W/m^2 \cdot K$]: Coeficiente convectivo del lado caliente
- h_f [$W/m^2 \cdot K$]: Coeficiente convectivo del lado frío

Los principales coeficientes de estudio son las resistencias entre las temperaturas de los fluidos y sus homólogos superficiales. Su componente h depende de la configuración del intercambiador. Las R_{suc-c} corresponden a la capa de suciedad en entre el fluido y el propio material de los tubos y la R_{cond} a la resistencia térmica de las paredes del tubo. Todo ello se analiza por unidad de área. La resistencia total se ve reflejada en la Figura 2-9.

$$R_T = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{R_{suc-c}}{A_c} + R_{cond} + \frac{R_{suc-f}}{A_f} + \frac{1}{h_f A_f}$$

Figura 2-9 - Resistencia térmica total

Fuente: Intercambiadores de calor, transmisión de calor, GITI 2020

Existen varios métodos para calcular dicha resistencia, tanto obteniendo los distintos parámetros por separado y calcular el total como obteniendo R_T directamente del análisis global del sistema.

Estas dos maneras de obtener el mismo dato serán de gran utilidad a la hora de modelizar el intercambiador, porque cálculo iterativo es necesario y se complementarán entre ellos para lograrlo. Por ello, distinguiremos entre los cálculos para obtener el *coeficiente global de intercambio térmico* ($UA = 1/R_T$) y los *coeficientes convectivos* (h).

2.3.4 INTRODUCCIÓN A LOS CÁLCULOS TÉRMICOS

Se presentan los distintos métodos de cálculo, su metodología y fórmulas. El coeficiente de convección del lado frío, h_f , se estudiará por separado, ya que requiere de mayor estudio, comprensión teórica y es una parte muy importante del trabajo. Este apartado servirá de introducción al desarrollo matemático completo de la resolución del problema.

2.3.4.1 Métodos de obtención del coeficiente global de intercambio

1. Método de efectividad ε -NUT

Parte de la comparación entre el calor máximo de intercambio posible por las características del sistema y calcula la efectividad del intercambio en cuestión. Obteniendo así el intercambio real.

El método comienza obteniendo el calor máximo intercambiado. Utilizando el calor específico de los fluidos.

La segunda parte es la importante del método, la efectividad ε está tabulada según el tipo de flujo (equi/contracorriente, cruzado, etc.) e incluso para

intercambiadores completos según el número de pasos por tubo y carcasa. También incluye su relación con NUT, así se obtiene UA y q .

$$C = \dot{m} c_p \quad (1)$$

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad (3)$$

$$R_c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \leq 1 \quad (4)$$

$$NTU \text{ o } NUT = \frac{\bar{U} A}{C_{\min}} \quad (5)$$

2. Método de la media logarítmica de las temperaturas

Utiliza ΔT_{lm} como eje del cálculo, su valor se obtiene con la expresión,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad \left. \begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \end{array} \right\} \quad (1) \quad (2)$$

A partir de aquí se obtiene q ,

$$q = UA \Delta T_{lm} F \quad (3)$$

El parámetro F se obtiene a partir de gráficas según la configuración del evaporador.

3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos o lado caliente h_c

En un intercambiador de carcasa y tubos como el estudiado, se utiliza la fórmula de *Kern* [11] para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el exterior de los tubos o lado caliente.

Esta formulación está basada en el número de Reynolds, un número adimensional que relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido. En otras palabras, da información sobre el flujo del fluido utilizando información de su velocidad y viscosidad, ayudando a determinar cuando sea útil si este flujo es laminar o turbulento.

Diferenciar ambos tipos de flujo es importante, ya que su comportamiento incluyendo su comportamiento térmico es distinto. Una vez calculado se utilizará finalmente en número de Nusselt (Nu).

El primer paso para la obtención del coeficiente es determinar el área de flujo libre, es decir la superficie total de paso que tiene el fluido caliente a lo largo del intercambiador. La fórmula para ello es la siguiente:

$$A_{c,libre} = D_{carc} \cdot \frac{Pitch - D_o}{Pitch} \cdot L_{baf} \quad (4)$$

La fórmula [4] utiliza el diámetro de la carcasa (D_{carc}), la distancia media entre los tubos de agua (L_{baf}), el diámetro exterior de estos (D_o) y el $Pitch$, que es un valor característico de la disposición triangular de los tubos dentro de la carcasa.

$A_{c,libre}$ es el área libre de paso en centro de la carcasa y se utilizará para calcular la velocidad media del fluido a través de la carcasa.

$$V_c = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{c,libre}} \quad (5)$$

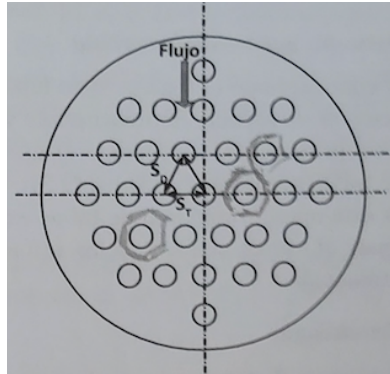


Figura 2-10 - Configuración triangular de tubos por carcasa

Fuente: Nellis & Klein 2009

La fórmula [5] tiene en cuenta el flujo másico y la densidad de las sales fundidas (fluido caliente). El siguiente parámetro necesario para calcular el Reynolds es diámetro hidráulico, que seguirá la fórmula [6].

$$D_h = 4 \cdot \frac{\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot S_T^2 - \frac{\pi \cdot D_o^2}{4}}{\pi \cdot D_o} \quad (6)$$

S_T es equivalente al pitch utilizado previamente. El diámetro hidráulico (D_h) es una equivalencia entre la sección de una tubería no circular y el paso por la carcasa que existe en la configuración del evaporador. Será útil para poder aplicar todas las fórmulas desarrolladas para secciones circulares. Con esto y un ajuste en la velocidad [7] y [8], teniendo en cuenta los deflectores, se calcula el Reynolds [9].

$$v_{vent} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{wind}} \quad v_{shell} = \sqrt{v_c \cdot v_v} \quad Re = \frac{v_{shell} \cdot D_o}{\nu} \quad (7) \quad (8) \quad (9)$$

Se calculará el Prandtl (Pr), que tiene en cuenta las características del fluido como se muestra en la fórmula [10].

$$Pr = \frac{C_{ps} \cdot \mu_s}{k_s} \quad (10)$$

Finalmente, se calcula el Nusselt (11) a través de la fórmula de Kern y el coeficiente de intercambio de calor buscado.

$$Nu = 0.25 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (11)$$

$$h_c = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (12)$$

Este coeficiente indica la calidad de la transmisión de calor del fluido caliente circulante hasta su superficie de contacto con los tubos fríos. Para llegar a estimar la resistencia total del sistema se requiere el uso de la fórmula expresada en la Figura 2-9 que incluye todos los coeficientes y resistencias que debe afrontar la transmisión desde un fluido al otro.

4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos o lado frío h_f

Su cálculo requiere del uso de EES (Engineering Equation Solver), un programa informático desarrollado por el departamento de ingeniería mecánica de la universidad de Wisconsin-Madison capaz de resolver ecuaciones no lineales y diferenciales complejas. En su biblioteca incluye funciones de '*flow bowling*' utilizadas para calcular el coeficiente de intercambio en procesos bifásicos. Con ello se obtiene h_f que hace referencia a la transferencia de calor entre la superficie caliente de los tubos por los que circula el agua y el agua en pleno proceso de evaporación, teniendo en cuenta la variación del título de vapor a lo largo de la longitud total de los tubos. En la siguiente sección se aborda todo en mayor detalle.

2.4 PROCESOS DE INTERCAMBIO DE CALOR CON FLUJO BIFÁSICO

Son procesos de convección entre fluidos donde al menos uno de ellos se encuentra en estado de evaporación o de ebullición. Esta situación se da cuando uno de los fluidos se encuentra en estado de saturación, previo a recibir o ceder energía calorífica. Es decir, cuando se encuentran tan cerca de la bóveda de vapor que están presentes tanto en forma líquida como gaseosa.

Durante la transferencia de calor, el fluido va transformándose de líquido a vapor a través de un proceso denominado evaporación o durante su cesión de calor va transformándose de vapor a líquido en un proceso denominado condensación. En el evaporador, como bien indica su nombre, se da la evaporación del agua a medida que circula por los tubos y es este el fenómeno estudiado.

La variación de densidad conlleva un movimiento dentro del propio fluido que fuerza al fluido caliente a ascender, ya que su densidad disminuye dejando la parte más fría en contacto con la superficie, garantizando en todo momento el mayor salto térmico entre la superficie y el fluido.

La variación de densidad conlleva un movimiento dentro del propio fluido que fuerza al fluido caliente a ascender, ya que su densidad disminuye dejando la parte más fría en contacto con la superficie, garantizando en todo momento el mayor salto térmico entre la superficie y el fluido.

En consecuencia, los coeficientes convectivos de transmisión de calor que caracterizan procesos convectivos bifásicos son muy superiores a lo monofásicos, ofreciendo una eficiencia mejor y que es la razón por la que estos procesos aparecen en la mayoría de los ciclos termodinámicos tanto de potencia como de refrigeración. Entre ellos el ciclo de Rankine presente en las estaciones térmicas o los ciclos de refrigeración en aires acondicionados.

El principal problema existente con el estudio de los procesos bifásicos recae en la falta de desarrollo científico que existe en el área. La física fundamental detrás del

fenómeno cuenta con un nivel de incertidumbre superior al del intercambio de calor monofásico. Esta falta de comprensión se debe fundamentalmente a dos factores, el primero es la complejidad del proceso, factores como la tensión superficial del fluido y otras fuerzas tienen un papel fundamental en este caso mientras que en los procesos monofásicos no tienen la misma relevancia. La segunda, y más importante, es consecuencia del papel que tienen estos procesos en la ingeniería. Los coeficientes asociados suelen ser tan altos que a la hora de minimizar la resistencia térmica de aparatos y sistemas los ingenieros dedican los recursos a optimizar secciones que limiten en mayor medida dicha transferencia. Estos suelen ser los intercambios convectivos monofásicos (Gregory Nellis & Sanford Klein, 2009).

Sin embargo, aun existiendo un cierto grado de incertidumbre, el estudio de los procesos de transferencia de calor bifásicos es un campo de investigación extremadamente rico e interesante. La complejidad de los procesos involucrados hace que sean difíciles de modelar y son muchos los estudios experimentales y los esfuerzos para comprender mejor este fenómeno físico. Existen excelentes publicaciones que abordan estos temas en detalle, incluyendo Collier y Thome [1996], Thome [2006], Carey [1992] y Whalley [1987].

2.4.1 PROCESO DE EBULLICIÓN LIBRE

El primer paso para comprender lo que sucede en el interior de los tubos de agua es explicar el fenómeno de la ebullición. El proceso de ebullición libre tiene un papel fundamental en maximizar el intercambio de calor y en consecuencia obtener coeficientes tan elevados de intercambio.

Cuando una superficie se calienta a una temperatura igual o superior a la temperatura de saturación del fluido que lo rodea la parte del fluido en contacto directo se ve forzado a evaporarse. El líquido directamente en contacto con la superficie caliente comienza a evaporarse en forma de pequeñas burbujas que

ascienden en un proceso llamado ebullición nucleada. La ebullición libre es una consecuencia directa de este fenómeno, la posterior ascensión del vapor generado causará que el volumen liberado sea ocupado por fluido líquido a menor temperatura que se evaporará al entrar en contacto directo con la superficie caliente. Este proceso se repetirá cíclicamente creando un continuo movimiento en el fluido, es decir, convección natural.

2.4.1.1 LA CURVA DE EBULLICIÓN

En el año 1934 el Dr. Shiro Nukiyama realizó un experimento que permite comprender fácilmente la evolución del coeficiente de convección entre una superficie caliente y un fluido según el estado del fluido.

El experimento consiste en un alambre metálico con una alta resistencia eléctrica que va calentándose hasta una temperatura superior a la de saturación del fluido que lo rodea. A medida que el tiempo avanzaba se obtuvieron la Figura 2-11 y Figura 2-12.

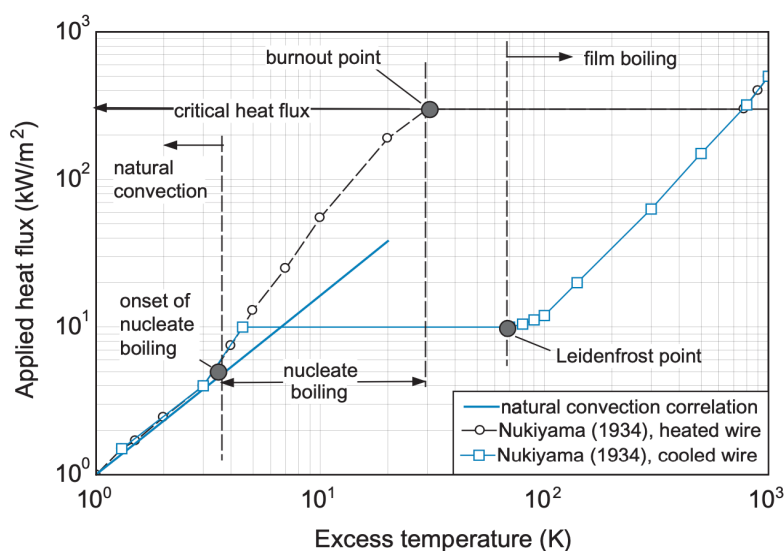


Figura 2-11 - Curva de ebullición de Nukiyama

Fuente: Elaboración propia

La Figura 2-11 muestra la evolución del flujo térmico a medida que la temperatura de exceso aumenta. La de temperatura de exceso se define en la ecuación [14].

$$\Delta T_e = T_s - T_{sat} \quad (14)$$

Siendo T_s la temperatura superficial del alambre y T_{sat} la temperatura de saturación del fluido. Observamos cómo a medida que aumenta la temperatura de exceso mayor es el intercambio llegando a su máximo en el punto de quemado. El aumento es debido al creciente gradiente de densidad que acelera el proceso de convección forzada.

El punto de quemado es consecuencia del exceso de ebullición, es decir, el ritmo de generación de vapor es superior a la capacidad del sistema de rellenar el hueco con fluido líquido. Al ser menor el coeficiente de convección térmico del vapor frente al del líquido, la transferencia de calor disminuye notablemente.

Este descenso continúa hasta el punto de Leidenfrost, donde la disminución de la temperatura de exceso desemboca en la repetición del proceso al reducirse el ritmo de ebullición. Esto genera una histéresis en la curva, ya que obtenemos distintos valores de T_s para una misma transferencia de calor. Esto es debido a que el experimento controla T_s y no T_e .

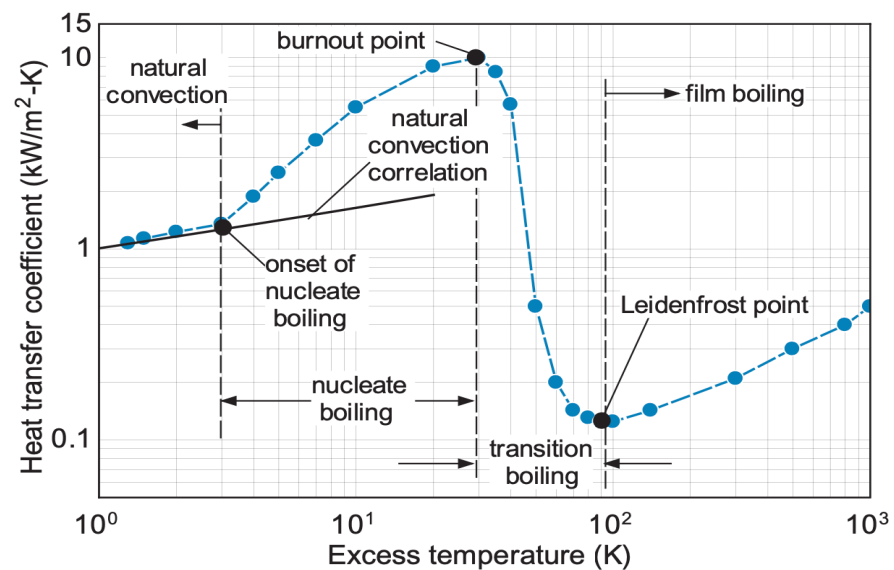


Figura 2-12 - Coeficiente de convección asociado a la curva de ebullición de Nukiyama

Fuente: Nellis & Klein 2009

La Figura 2-12 muestra los resultados del mismo experimento, pero esta vez en función del coeficiente de convección directamente (Heat transfer coefficient). El coeficiente es calculado en base a la ecuación [13].

$$h = \frac{q'_s}{\Delta T_e} \quad (13)$$

La conclusión es que el sistema funciona de manera óptima en el rango de *nucleate boiling*, antes del punto de quemado (burnout point) (Gregory Nellis & Sanford Klein, 2009).

2.4.2 FLUJO DE EBULLICIÓN

Este apartado describe el proceso de ebullición del fluido de trabajo mientras avanza por los tubos. En el caso estudiado el fluido de trabajo entra como líquido saturado y sale como mezcla bifásica con un título de 0,277.

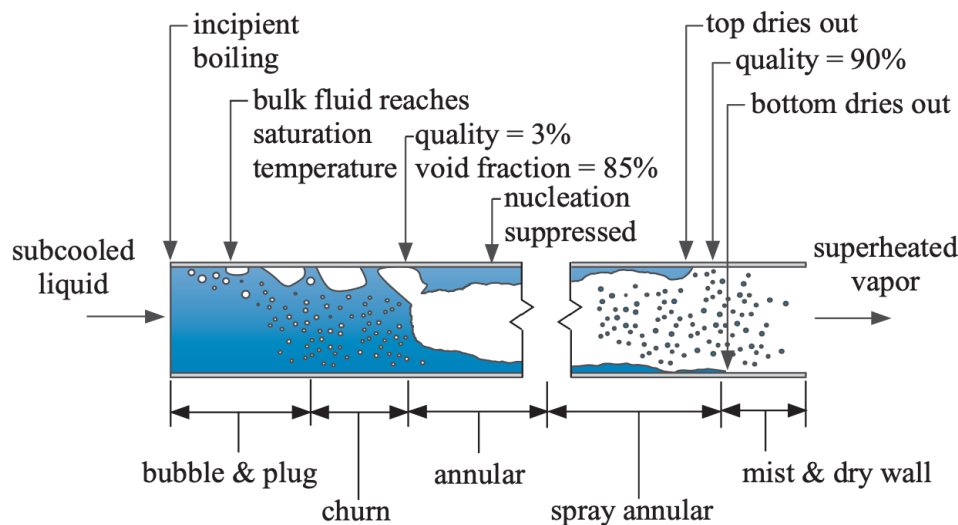


Figura 2-13 - Régimen de flujo durante el proceso de ebullición en un tubo horizontal

Fuente: Nellis & Klein 2009

La Figura 2-13 muestra del proceso completo del flujo con ebullición a lo largo del tubo. Muestra el proceso desde líquido subenfriado (subcooled liquid) hasta vapor sobrecalentado (superheated vapor).

A lo largo de la longitud total del tubo, el intercambio de calor se da a través de la convección y de ebullición nucleada. A medida que se va generando el vapor este tiende a almacenarse en el centro del tubo, con la parte superficial en contacto con el tubo en estado líquido. Esto favorece el intercambio de calor.

2.4.2.1 CORRELACIONES DEL FLUJO DE EBULLICIÓN

El objetivo de esta sección es el cálculo del coeficiente de intercambio de calor durante el proceso. Las correlaciones para modelar este fenómeno son muchas y complejas. La complejidad del propio

fenómeno y el elevado número de condiciones de contorno y factores a tener en cuenta dificultan la precisión en el cálculo.

Debido a la existencia de cientos de correlaciones al respecto, el proyecto se basará en la recopilación llevada a cabo por Shah en el 2006. Esta recopilación concluye en que las propias correlaciones de Shah (1972-1986) son las más consistentes, manteniendo el umbral de error por debajo del 20% de manera sostenible. Esta correlación se desarrolló para flujos saturados de ebullición con flujos de calor no críticos, por ello es aplicable a una variedad de flujos con distintos títulos de vapor. Es aplicable tanto en flujo vertical como en horizontal.

La correlación parte de la ecuación [15] donde se define el coeficiente adimensional en función de otros tres números adimensionales: convection number (Co), boiling number (Bo) y Froude number (Fr). Este último es una relación entre la fuerza de inercia y la fuerza de la gravedad.

$$\tilde{h} = \tilde{h}(Co, Bo, Fr) \quad (15)$$

Este coeficiente se define como la relación entre el coeficiente presente en el flujo de ebullición y el coeficiente que existiría si todo el fluido se encontrar en una misma fase líquida. Esto queda expresado en la ecuación (16).

$$\tilde{h} = \frac{h}{h_l} \quad (16)$$

h_l se obtiene a través de la expresión de Gnielinski (1976) que parte de la predicción del Nusselt para un flujo monofásico completamente desarrollado bajo régimen turbulento. Su ecuación [17]:

$$\tilde{h}_l = \left[\frac{\left(\frac{f_l}{8}\right) (Re_{D_{h,l}} - 1000) Pr_{l,sat}}{1 + 12,7 \left(\left(Pr_{l,sat}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{f_l}{8}} \right)} \right] \frac{K_{l,sat}}{D_h} \quad (17)$$

Para la cual se usa la expresión [18] para el Reynolds que depende del diámetro hidráulico y el gasto másico del fluido en estado líquido únicamente. Este gasto másico (G) a su vez es equivalente al gasto másico total equivalente de la mezcla bifásica.

$$Re_{D_{h,l}} = \frac{G (1-x) D_h}{\mu_{l,sat}} \quad (18)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{a_c} \quad (19)$$

Todas las propiedades l,sat corresponden a las del fluido como líquido saturado y el parámetro f_l al factor de asociado con el flujo del fluido líquido solamente [20].

$$f_l = \frac{1}{\left[0,79 \ln (Re_{D_{h,l}}) - 1,64 \right]^2} \quad (20)$$

En cuanto a las tres dimensiones del coeficiente adimensional, se calcularán con las siguientes tres expresiones:

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} \sqrt{\frac{\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}} \quad (21)$$

$$Bo = \frac{q_s''}{G \Delta i_{vap}} \quad (22)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{l,sat}^2 g D_h} \quad (23)$$

Una vez obtenidos estos términos existen una serie de condiciones que determinaran cuál es la fórmula de h a utilizar. Las ecuaciones que lo determinarán se muestran en las últimas fórmulas. (Gregory Nellis & Sanford Klein, 2009)

$$\tilde{h}_{cb} = 1.8N^{-0.8} \quad (24)$$

$$\tilde{h}_{nb} = \begin{cases} 230\sqrt{Bo} & \text{if } Bo \geq 0.3 \times 10^{-4} \\ 1 + 46\sqrt{Bo} & \text{if } Bo < 0.3 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (25)$$

$$\tilde{h}_{bs,1} = \begin{cases} 14.70\sqrt{Bo} \exp(2.74N^{-0.1}) & \text{if } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15.43\sqrt{Bo} \exp(2.74N^{-0.1}) & \text{if } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (26)$$

$$\tilde{h}_{bs,2} = \begin{cases} 14.70\sqrt{Bo} \exp(2.47N^{-0.15}) & \text{if } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \\ 15.43\sqrt{Bo} \exp(2.47N^{-0.15}) & \text{if } Bo < 11 \times 10^{-4} \end{cases} \quad (27)$$

$$\tilde{h} = \begin{cases} \text{MAX}(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,2}) & \text{if } N \leq 0.1 \\ \text{MAX}(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{bs,1}) & \text{if } 0.1 < N \leq 1.0 \\ \text{MAX}(\tilde{h}_{cb}, \tilde{h}_{nb}) & \text{if } N > 1.0 \end{cases} \quad (28)$$

2.4.3 EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)

Debido a la complejidad de resolución de estas ecuaciones, el modelo de cálculo del coeficiente de convección en el lado frío se calculará mediante el software EES.

Se trata de un programa desarrollado por el departamento de ingeniería mecánica de la 'University of Wisconsin-Madison' capaz de calcular la solución de un conjunto de ecuaciones algebraicas de manera eficiente en distintos escenarios. En él se incluyen funciones y paquetes que incorporan las correlaciones a usar y estudiar. Entre ellas se encuentran las correlaciones de Shah que son las necesarias para la resolución del modelo estudiado.

La implementación se ha hecho de manera externa a los modelos de Excel que se explicarán más adelante, es decir, se han obtenido unos parámetros de entrada y se han introducido en el programa. Con el código que adjunta en la Figura 2-14.

Se obtendrá como parámetro de salida el coeficiente buscado. La función se utilizará de manera recurrente para obtener h_f en todas las condiciones estudiadas.

```
// Correlación de Shah media
// Este método tiene en cuenta la cantidad de vapor a la entrada y
// salida, por lo que es capaz de integrar a lo largo del tubo para
// obtener la h media de todo el proceso

F$ = 'Water'
m_w = 430,902 [kg/s]
N_tubos = 2960*0,60
L_tubos = 17 [m]
D_int = 0,014834 [m]
A_int = N_tubos*pi*(D_int/2)^2 [m^2]
T_sat = 613,15 [K]
G = m_w/A_int

x_i = 0
x_o = 0,2771

Q = 124961000 [W]
q`` = Q/(N_tubos*L_tubos*pi*D_int)

h_int1 = flow_boiling_shah_avg (F$; T_sat; G; D_int; x_i; x_o; q``;
'Horizontal')

// Correlación de Shah (método de 7.3.1 de Nellis)
// Con este metodo obtenemos la h para el punto de vapor x (en este
// caso la salida)

CALL flow_boiling_shah(F$; T_sat; G; D_int; x_o; q``; 'Horizontal':
h_int2; T_w)
```

Figura 2-14 - Código EES

Fuente: Elaboración propia

2.4.3.1 ANÁLISIS DEL CÓDIGO EES

En este apartado se analizan los distintos parámetros que entran en juego en el desarrollo del código utilizado en EES para poder entender su función cada vez que se ha utilizado en los modelos de Excel.

El concepto del código es relativamente sencillo, en apartados anteriores se ha visto como las correlaciones el Shah son capaces de calcular el coeficiente de intercambio convectivo en situaciones bifásicas. Para evitar realizar los cálculos múltiples veces con condiciones distintas, EES es capaz de calcular el parámetro de salida en base a una serie de entradas modificables y adaptables a la situación concreta de cada modelo.

Las entradas necesarias son, por un lado, el fluido receptor de calor y su flujo másico junto a la transferencia total de calor, y por otro lado, los datos que caracterizan el medio físico (número de tubos, longitud, diámetro, etc.) que permiten calcular el área de transmisión de calor. Al ser un proceso bifásico el título de vapor es un dato esencial que tendrá un papel fundamental en los modelos de Excel, este es tenido también cuenta como parámetro de entrada.

Son estos parámetros de entrada los que irán variando de una operación a otra. Dependiendo de qué número de tubos operativos se analicen, longitud de tubo, títulos de vapor, etc.

```
F$ = 'Water'  
m_w = 430,902 [kg/s]  
N_tubos = 2960*0,60  
L_tubos = 17 [m]  
D_int = 0,014834 [m]  
A_int = N_tubos*pi*(D_int/2)^2 [m^2]  
T_sat = 613,15 [K]  
G = m_w/A_int  
  
x_i = 0  
x_o = 0,2771  
  
Q = 124961000 [W]  
q`` = Q/(N_tubos*L_tubos*pi*D_int)
```

Figura 2-15 - Datos de entrada

Fuente: Elaboración propia

Todos estos datos, Figura 2-15, son utilizados por la función que al ejecutarse devolverán la siguiente tabla (Figura 2-16) con los datos buscados, siendo el más importante $h_f = h_{int1}$, el coeficiente de convección del lado frío que será fundamental para el proceso iterativo de cálculo de los modelos Excel.

La tabla también hace a modo de resumen una representación de todos los valores de entrada, así como de salida.

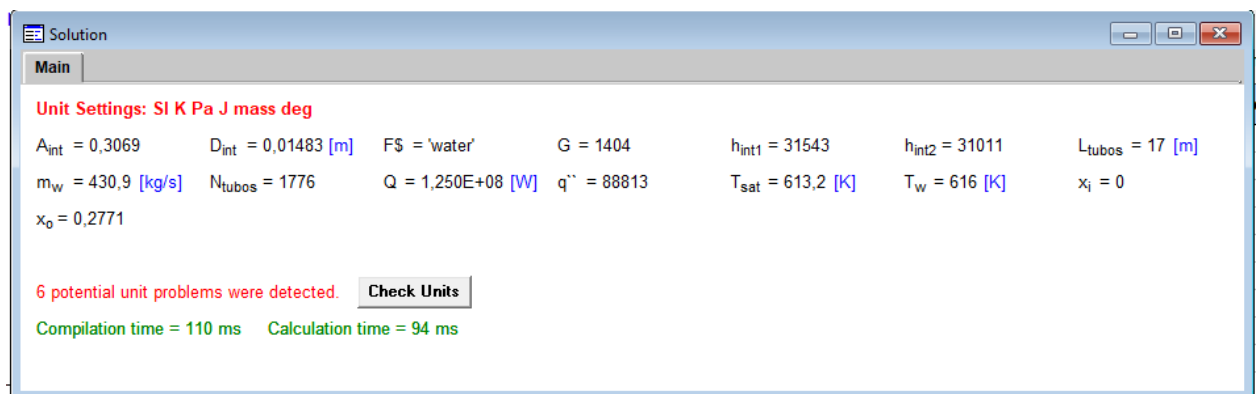


Figura 2-16 - Resultados EES

Fuente: EES, Elaboración propia

Capítulo 3. MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONTEXTO Y OBJETIVOS

El objetivo de este proyecto es realizar el cálculo térmico de un evaporador de 124 MW de una central solar de torre. Todo ello con el fin de analizar la pérdida de las prestaciones térmicas cuando se reduce el número de tubos operativos para el transporte del flujo de agua en el evaporador.

En ocasiones existen perforaciones en los tubos del evaporador de las centrales termosolares que obligan a taponar ciertos tubos para evitar la transferencia de agua o vapor, a una presión teórica de 146,4 bar, al flujo de sales, cuya presión de trabajo está en torno a 9 bar. El taponado reduce las áreas de transferencia de calor, tanto del lado caliente (sales) como del lado frío (agua-vapor), lo que conduce, inicialmente, a una reducción en la transferencia de calor, disminuyendo la producción de vapor y con ello la energía eléctrica producida por la planta.

El presente proyecto pretende valorar la pérdida en la generación de vapor cuando el evaporador ve reducido el número operativo de tubos.

Para cumplir dicho objetivo, se han realizado varios modelos Excel considerando distintos escenarios y niveles de precisión. Los resultados obtenidos finalmente son tres modelos Excel, cada uno con un nivel de complejidad distinto con los que se han calculado tanto la relación entre las masas de los fluidos circulantes y sus respectivos intercambios de calor como la influencia de la pérdida de tubos en el rendimiento del sistema.

Las principales conclusiones obtenidas son, por un lado, que no existe una relación directamente proporcional, como podría pensarse inicialmente, entre el número de tubos obstruidos o fuera de operación y la reducción en la capacidad de intercambio térmico y, por otro lado, que el sistema tiene capacidad para auto recuperar el 100% de la potencia térmica nominal bajo una pérdida de tubos de hasta el 30%, cuando se mantienen los caudales de sales y de agua, con mayor coste de bombeo. Esto

se debe a dos motivos, por un lado, a la capacidad de la bomba (regulable en caudal y velocidad) del sistema de mantener el mismo caudal con menor número operativo de tubos de agua y por otro al sistema de intercambio de calor que es capaz de aumentar la transferencia de calor por unidad de área a medida que el número de tubos operativos desciende.

Esto es debido a que el mantenimiento de los caudales con menor número operativo de tubos no afecta a la hidrodinámica del flujo de sales (mantiene el número de Reynolds), pero sí hace aumentar el número de Reynolds del flujo frío y, con ello, el Nusselt y, finalmente, el coeficiente de convección del lado frío (agua-vapor).

No solo es capaz de autorregularse, sino que la capacidad nominal del evaporador se ha demostrado mayor de lo establecido por el fabricante, en concreto entre un 2,5% y un 3% superior. Esto también otorga al sistema un margen de maniobra importante frente a la pérdida de tubos operativos.

Además, se ha observado que la precisión de los cálculos se ve afectada por el modelo utilizado para evaluar los coeficientes de convección. En este sentido, se ha comprobado cómo el modelo más sencillo, que se comporta de manera extraordinariamente bien cuando el evaporador se encuentra con todos sus tubos operativos, pierde precisión cuando la pérdida de tubos operativos es significativa.

Para llegar a dichas conclusiones se han realizados, como mencionado previamente, tres modelos de intercambio de calor en Excel. En ellos se llevan a cabo distintas aproximaciones al mismo problema, presentando distintos niveles de complejidad, siempre en función del número de tubos operativos.

PLANTEAMIENTO

En primera instancia, un modelo básico se utiliza para poner los datos en contexto y tener una referencia sobre los valores esperados en todo momento. Además,

sirve de cara a conocer todas las entradas, variables, geometrías y características del problema para luego reflexionar sobre qué áreas se pueden mejorar.

Esta será la base del proyecto, un continuo análisis de la relación precisión-complejidad que permite vislumbrar los siguientes pasos a dar. Ha sido así como los modelos han ido derivando uno de otro, para suplir las carencias del anterior y valorar si efectivamente, ese paso hacia una complejidad mayor vale la pena.

RESUMEN

A continuación, se presenta el desarrollo con conclusiones resumidas del desarrollo en línea temporal de los modelos, para poner en contexto la necesidad de dar el paso de uno a otro y las conclusiones que revelan cada uno hasta llegar a las conclusiones finales.

Se parte del **modelo básico**, en el que se hace una primera recopilación de todas las características físicas del problema, incluyendo la de los fluidos y las geométricas del evaporador. En él se calcula a través del método ϵ -NUT y el método logarítmico, ambos descritos en la sección anterior del proyecto, la variación del calor total intercambiado en el sistema asumiendo que UA (inversa de la resistencia a la convección) desciende linealmente con la pérdida porcentual de tubos. Todo el proceso partiendo del dato nominal de intercambio señalado por el fabricante.

Este modelo, como primera aproximación, es muy revelador. Se observa cómo ante una pérdida de tubos del 40%, el intercambio de calor sigue a un 90% del valor nominal, lo cual revela la falta de linealidad.

El siguiente paso en el análisis es el **modelo de tramo completo**. Aunque el modelo básico revela información relevante en cuanto al total del calor intercambiado, no establece una relación entre la pérdida de tubos y la generación de flujo de vapor, imprescindible para el funcionamiento de la estación. En este modelo se examina la longitud total de los tubos y no se divide por tramos. Además,

se introduce el cálculo iterativo que se explicará más adelante en el cual se basan los tres modelos principales. Utiliza el cálculo de los coeficientes de convección tanto interior como exterior.

Este modelo se utiliza en dos variantes, una manteniendo el flujo de sal constante para todas las variaciones de tubos operativos y otra con el flujo de vapor siempre fijado al valor nominal para poder observar que aumento de flujo de sal sería necesario para compensar la pérdida de tubos en todos los escenarios.

En tercer lugar, se lleva a cabo el **modelo de flujo equicorriente y contracorriente**. El cálculo se divide en dos, se examina por un lado la mitad del flujo de intercambio suponiendo un modelo de flujo contracorriente y la otra mitad en equicorriente. Debido a la disposición del evaporador, en la cual se indagará durante la explicación en detalle de los modelos, se puede considerar que la mitad del paso de agua por los tubos es en la misma dirección que el flujo de sales (equicorriente) y la otra mitad en dirección contraria (contracorriente), dando lugar a poder ajustar la modelación del método ϵ -NUT de esta manera.

Este modelo nos aporta una información reducida, ya que asumir flujo equicorriente durante el 50% del transcurso de los fluidos hace que el intercambio total disminuya en exceso, dándonos un valor en condiciones nominales 2% inferior al de operación según el fabricante, desde el primer caso de 100% de tubos operativos.

Finalmente, con el fin de obtener el análisis más exacto, se utiliza el **modelo de 12 tramos**. Este como su nombre indica, divide en 12 el evaporador, en concreto, 12 tramos de flujo cruzado, de nuevo apelando a una de las posibles interpretaciones de la configuración geométrica del evaporador.

Este se analiza para los casos del 100% de tubos operativos y para el caso del 75%. La conclusión obtenida de este modelo es que los anteriores, aunque bastante certeros con baja pérdida de tubos, pierden precisión a la hora de analizar pérdidas superiores. Aunque los dos primeros modelos afirman que es posible

hasta una pérdida del 40% de tubos manteniendo el flujo de vapor necesario para el correcto funcionamiento, lo cierto es que este modelo revela que con una pérdida del 25% ya nos encontramos algo más cerca del borde de lo admisible de lo que el modelo de tramo completo revela.

Los resultados serán analizados con mayor rigurosidad en apartados más adelante. Habrá apartados en detalle para cada método, con su explicación, análisis y exposición de resultados.

3.1 MODELO BÁSICO

3.1.1 INTRODUCCIÓN

Este modelo es el más sencillo de los realizados. En él se hace una primera recopilación de todas las características físicas del problema, incluyendo la de los fluidos y las geométricas del evaporador. En él se calcula a través del método ε -NUT y el método logarítmico, ambos descritos en la sección anterior del proyecto, la variación del calor total intercambiado en el sistema a medida que se pierden tubos operativos.

El modelo parte de la suposición de que UA (inversa de la resistencia a la convección) desciende linealmente con la pérdida porcentual de tubos. Todo el proceso parte del dato nominal de intercambio de calor señalado por el fabricante.

Los cálculos se dividen en tres casos, ya que el método logarítmico puede ejecutarse con dos conjuntos de datos diferentes, lo cual se explicará más adelante. En estos tres casos partimos de la UA que corresponde a la inversa de la resistencia a la transmisión de calor en el evaporador. Es decir, cuanto mayor es su valor menor es su resistencia y por tanto mayor es la transmisión. En este caso su valor irá disminuyendo, aumentando la resistencia y disminuyendo el intercambio de calor.

Estos tres valores de UA han sido calculados a partir del valor de q dado por el fabricante y obtenido de la hoja de datos.

A medida que se desconectan tubos, UA disminuye linealmente. A partir de ahí en los tres casos vamos calculando como eso modifica el total q . Se comparará con el q_0 en cada caso, que corresponde al calor intercambiado en condiciones nominales.

Como valores clave, resaltar C_{min} y q_{max} que son esenciales en el desarrollo matemático de todos los métodos y cuyo cálculo se detalla en el modelo de Excel.

3.1.2 DATOS DEL PROBLEMA

Los datos de partida necesarios para los cálculos se adjuntan en la siguiente hoja. Incluyen los datos de los fluidos en sus condiciones de uso y los datos geométricos del evaporador necesarios para caracterizar el problema, Tabla 1.

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4

Agua
Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	Entrada	Salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	ρ_{r_ce}	ρ_{r_ce}	$\rho_{r_f\ agua}$	$\rho_{r_f\ vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	$\mu_{f\ agua}$	$\mu_{f\ vapor}$
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Específico [J/kg·K]	c_{p_ce}	c_{p_cs}	$c_{p_f\ agua}$	$c_{p_f\ vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	$k_{f\ agua}$	$k_{f\ vapor}$

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	$P_{\text{entrada sales}}$		$P_{\text{entrada agua}}$	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	Δp_{sales} [bar] (Permitida/calculada)		$\Delta p_{\text{agua-vapor}}$ [bar] (Permitida/calculada)	
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V_{sales}		V_{agua}	V_{vapor}
	0,49		2,3	N/A

Otros Datos Importantes	
Fouling resistance_sales [W·m ² /W]	0,000088
Fouling resistance_agua-vapor [W·m ² /W]	0,000088
Heat exchanger MegaWatt [MW]	124,961

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m ² ·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m ² ·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m ² ·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk min [mm]	2,108
Thk medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Picth [mm]	23,182

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6
	3011,518151
Área fría [m2]	2271,680621
	2454,290394

Tabla 1 - Datos del evaporador y los fluidos

Fuente: Elaboración propia

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los datos de la tabla anterior serán la base del resto de modelos también, es por ello, que la recopilación acertada de los datos que la componen es de vital importancia para el proyecto. Las celdas de color verde advierten de que dichos datos han sido directamente inscritos a valor al provenir de la hoja de datos del fabricante que se incluirá en el anexo. Aunque no todos los datos son necesarios para realizar el modelo básico, si serán necesarios más adelante.

3.1.3 DESARROLLO

El primer paso para el desarrollo es calcular el UA de partida, tanto para el método logarítmico como para el ε -NUT. Para ello usamos la formulación que se adjunta en la sección 2.3.3.1, que detalla el desarrollo matemático. En nuestro modelo, estos cálculos se desarrollan de la siguiente manera.

Cálculos preliminares:		
	Potencia térmica	124961000
	Calor. Esp. Medio Sales	1.513,3
Método ε-NUT:		
	$C_c = m \cdot c$ [W/K]	1303865,333
	$C_f = m \cdot C$ [W/K]	Mayor que C_c
	$q_{M\acute{a}x} = C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$ (W)	131168852,5
	$e = q / q_{M\acute{a}x}$	0,952672815
	$NUT = -\ln(1-e)$	3,050670418
1	$UA = NUT \cdot C_{min}$ [W/K]	3977663,401
Método Logarítmico		
	ΔT_1 [°C]	100,6
	ΔT_2 [°C]	3
	ΔT_{lm} [°C]	27,78616069
	P [-]	0
	R [-]	infinito
	F [-]	1
2	$UA = q / \Delta T_{lm} \cdot F$	4497238,802
	$\Delta T_{lm} \cdot F$ [°C]	26,1
3	UA [W/K]	4787777,778

Tabla 2 - Cálculo de UA

Fuente: Elaboración propia

La explicación de los resultados resaltados en color es importante. En primer lugar, observamos cómo, tanto el método logarítmico como el ε -NUT, dan resultados distintos, esto es debido a que sí son métodos equivalentes y llegan a resultados similares, pero no exactos entre sí. La desviación es de un 11%, al final del apartado se comprarán los resultados extraídos a partir de ambos valores.

Además, se observa cómo existen dos valores calculados con el método logarítmico. Esto se debe a que disponemos de dos valores de ΔT_{lm} , uno calculado siguiendo la fórmula detallada en el apartado 2.3.3.1 y otro con el dato directamente obtenido del fabricante, como denota su color verde. Parte del ejercicio consiste en comprar nuestros propios cálculos con los dados por el fabricante que pueden ser más conservadores o ligeramente distintos.

Estos UA obtenidos permiten calcular el q_o en condiciones nominales y 100% de tubos operativos. Aunque todos estos datos de la inversa de la resistencia han sido obtenidos a partir del intercambio nominal de calor dado por el fabricante, al llevar a cabo una segunda iteración a través del método ε -NUT, obtenemos estos tres posibles valores de intercambio nominal. Aunque no cuentan con rigurosidad absoluta, la Tabla 3 revela que es posible que el evaporador sea capaz de intercambiar mayor potencia calorífica en condiciones nominales que la establecida por el fabricante. No obstante, este modelo es solo orientativo y las hipótesis se comprobarán en los modelos iterativos que modelan con mayor precisión en problema.

q_o, ε -NUT	124.961.000 (W)	100%
$q_o, \Delta T_{lm} (1)$	127.001.310 (W)	102%
$q_o, \Delta T_{lm} (2)$	127.833.769 (W)	102%

Tabla 3 - Posible potencias nominales

Fuente: Elaboración propia

Una vez determinados UA y q_o , y siguiendo la hipótesis de descenso lineal de UA con la pérdida de tubos de agua operativos en el evaporador, se ha elaborado una tabla que a través del método ε -NUT va recalculando el intercambio de calor. Los resultados obtenidos están en tanto por uno, con base q_o de cada uno de los tres casos.

La tabla de cálculos creada en Excel tiene la siguiente estructura. Comienza con el porcentaje de tubos operativos y detalla el número de tubos que corresponde a dicho porcentaje. Además, señala el área de intercambio, tanto frío como caliente. Finalmente dispone de los tres casos en paralelo, calcula el UA en función del porcentaje de tubos operativos, de tal manera que estos dos valores descienden de manera equivalente. Se adjunta al final de este apartado el detalle completo de los cálculos en Excel.

3.1.4 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados se detallan en la siguiente gráfica, en ella se observa el descenso del intercambio a medida que disminuyen los tubos operativos. Se detallan los tres casos estudiados.

La Figura 3-1 revela una conclusión principal, el descenso en el número de tubos operativos no es lineal con la pérdida de calor intercambiado. Se ve que con una pérdida de tubos de hasta un 40%, el valor de q sigue siendo de un 90% frente al nominal en el peor de los casos. Por otro lado, la figura puede llevar a pensar que estos datos no son del todo acertados.

Aunque revela la posibilidad de una auto-regulación por parte del sistema quizás los datos son muy optimistas, esto se comparará con modelos donde se observará si efectivamente es capaz de mantener un intercambio tan alto con un descenso tan notable de tubos operativos.

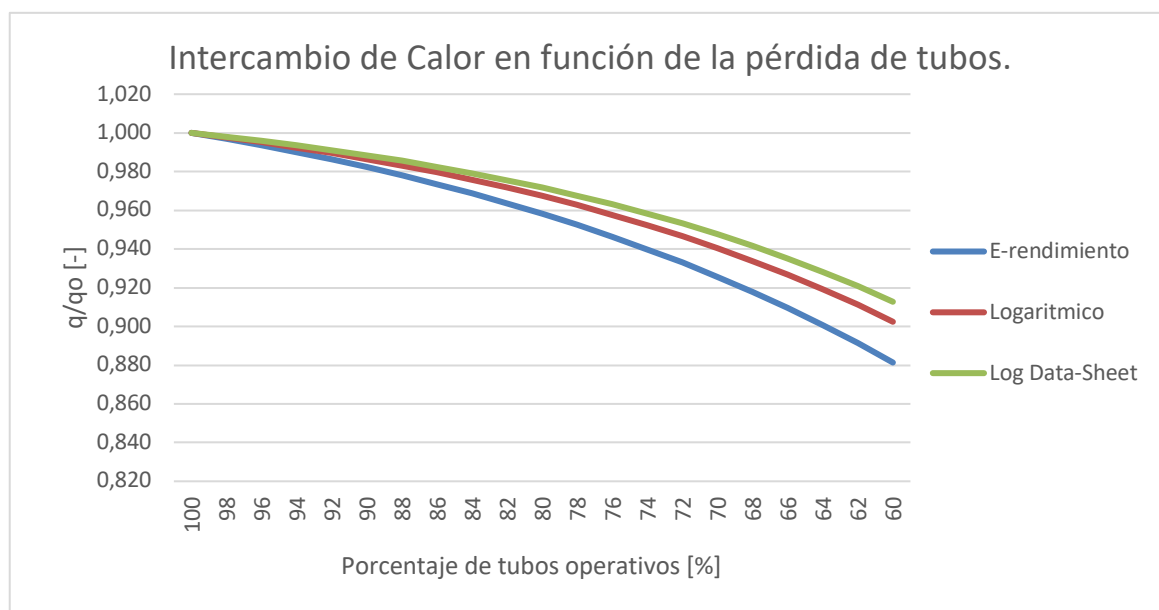


Figura 3-1 - Intercambio de calor en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se puede valorar la hipótesis realizada sobre el descenso lineal de UA , con el fin de obtener datos aproximados y una pincelada del comportamiento ha sido acertada, pero de cara a obtener resultados más precisos no es válida. Esto y la necesidad de relacionar el intercambio de calor con la generación de vapor evidencian la necesidad de construir un modelo más completo y preciso que no se base en suposiciones no revisables.

Además, el hecho de que existen muchas variables relevantes que este modelo básico no ha tenido en cuenta como el título de vapor o el comportamiento específico de los fluidos en estado bifásico también dejan claro que se necesita un modelo más elaborado.

La tabla de cálculo del modelo básico se adjunta en la siguiente página para que sea revisada tras su explicación.

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

	N [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82
	N Tubos	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427
	A_{ext}^+	3011,5	2951,288	2833,236	2663,242	2450,183	2205,164	1940,545	1668,868	1401,85	1149,517
	A_{ext}^+	2271,7	2226,247	2137,197	2008,965	1848,248	1663,423	1463,812	1258,879	1057,458	867,1157
1	UA [MW/K] [e-NUT]	3,978	3,898	3,819	3,739	3,659	3,580	3,500	3,421	3,341	3,262
	NUT [-]	3,051	2,990	2,929	2,868	2,807	2,746	2,685	2,624	2,563	2,502
	ϵ [-]	0,953	0,950	0,947	0,943	0,940	0,936	0,932	0,927	0,923	0,918
qo	q/fo [-]	1,000	0,997	0,994	0,990	0,986	0,982	0,978	0,974	0,969	0,964
	124961000	4,497	4,407	4,317	4,227	4,137	4,048	3,958	3,868	3,778	3,688
	UA [MW/K] [ΔT _{lm}]	3,449	3,380	3,311	3,242	3,173	3,104	3,035	2,966	2,897	2,828
	NUT [-]	0,968	0,966	0,964	0,961	0,958	0,955	0,952	0,949	0,945	0,941
qo	q/fo [-]	1,000	0,998	0,995	0,992	0,990	0,986	0,983	0,980	0,976	0,972
	127001310,2	4,788	4,692	4,596	4,501	4,405	4,309	4,213	4,117	4,022	3,926
	UA [MW/K] [ΔT _{lm} Data Sheet]	3,672	3,599	3,525	3,452	3,378	3,305	3,231	3,158	3,084	3,011
	NUT [-]	0,975	0,973	0,971	0,968	0,966	0,963	0,960	0,957	0,954	0,951
qo'	q/fo [-]	1,000	0,998	0,996	0,994	0,991	0,988	0,986	0,982	0,979	0,976
qo'	q _{max} [MW] (qo' en p.u.)	1,026									

80	78	76	74	72	70	68	66	64	62	60
2368	2309	2250	2190	2131	2072	2013	1954	1894	1835	1776
919,6133	717,2984	545,1468	403,4086	290,4542	203,3179	138,2562	91,24909	58,39942	36,20764	21,72458
693,6925	541,0802	411,2209	304,3035	219,0985	153,369	104,2909	68,83199	44,05247	27,31253	16,38752
3,182	3,103	3,023	2,943	2,864	2,784	2,705	2,625	2,546	2,466	2,387
2,441	2,380	2,319	2,257	2,196	2,135	2,074	2,013	1,952	1,891	1,830
0,913	0,907	0,902	0,895	0,889	0,882	0,874	0,866	0,858	0,849	0,840
0,958	0,952	0,946	0,940	0,933	0,926	0,918	0,910	0,901	0,891	0,881
3,598	3,508	3,418	3,328	3,238	3,148	3,058	2,968	2,878	2,788	2,698
2,759	2,690	2,621	2,552	2,483	2,414	2,345	2,276	2,207	2,138	2,069
0,937	0,932	0,927	0,922	0,917	0,911	0,904	0,897	0,890	0,882	0,874
0,967	0,963	0,958	0,952	0,947	0,940	0,934	0,927	0,919	0,911	0,902
3,830	3,734	3,639	3,543	3,447	3,351	3,256	3,160	3,064	2,968	2,873
2,938	2,864	2,791	2,717	2,644	2,570	2,497	2,424	2,350	2,277	2,203
0,947	0,943	0,939	0,934	0,929	0,923	0,918	0,911	0,905	0,897	0,890
0,972	0,968	0,963	0,958	0,953	0,948	0,942	0,935	0,928	0,921	0,913

Figura 3-2 - Cálculos totales Modelo básico

Fuente: Elaboración propia

3.2 MODELO DE TRAMO COMPLETO

3.2.1 INTRODUCCIÓN

El siguiente paso en el análisis es el **modelo de tramo completo**. Aunque el modelo básico revela información relevante en cuanto al total del calor intercambiado, no establece una relación entre la pérdida de tubos y la generación de flujo de vapor, imprescindible para el funcionamiento de la estación. Además, el desarrollo de este modelo cuenta con el cálculo independiente de los dos coeficientes de convección que entran en juego en este sistema, el coeficiente de la cara fría y el de la cara caliente.

Este análisis por separado es imprescindible porque el comportamiento del intercambio de calor en un proceso donde uno de los dos fluidos se encuentra en estado bifásico requiere de una atención especial debido a sus características. Al ser procesos complejos a nivel matemático, dificulta el modelado y es por ello, como se explica en apartados anteriores, por lo que se llamará al programa EES para que se encargue de esta parte.

En este modelo se examina la longitud total de los tubos y no se divide por tramos. Esto es un punto relevante del modelo, porque es el aspecto en el que se mejorará en los apartados posteriores. Con el modelo básico se ha puesto en contexto el problema y se han sacado conclusiones preliminares. Con este modelo se afina el método de cálculo, se introduce el método iterativo y la herramienta EES para conseguir caracterizar el intercambio bifásico. Aun así se analiza el evaporador como un todo, siguiendo la bibliografía de cálculo ϵ -NUT que ofrece una formulación adaptada al número de pasos por tubo y carcasa que se ajustan a nuestro evaporador.

En los próximos modelos se analizará la necesidad de ser más precisos en el mallado de análisis. Es por esto por lo que este apartado explicará en detalle el desarrollo matemático.

Este modelo se utiliza en dos variantes, una manteniendo el flujo de sal constante para todas las variaciones de tubos operativos y otra con el flujo de vapor siempre fijado al valor nominal para poder observar que aumento de flujo de sal que sería necesario para compensar la pérdida de tubos en todos los escenarios.

3.2.2 DESARROLLO

El modelo está estructurado en función del porcentaje de tubos operativos, utiliza dicho porcentaje para ir reduciendo el área de intercambio tanto de la cara fría como de la cara caliente en función de dicho descenso. En el primer modelo, el flujo de sal se mantiene constante e igual a 861,6 Kg/s, esto corresponde al valor nominal. El objetivo es observar el descenso de flujo de vapor a medida que disminuye la transferencia de calor. En el segundo modelo, esto se hará de manera inversa. Se supondrá que el flujo de vapor se mantiene de manera constante al valor nominal para estudiar qué incremento de flujo de sales sería necesario para poder garantizar funcionamiento óptimo en cada escenario de pérdida de tubos.

A continuación, se explica el proceso iterativo en el que se basa el modelo, se tomará de referencia el primero, con flujo de sal constante:

1. Partimos de un valor de flujo de sales de 861,6 Kg/s que se mantiene constante en todos los escenarios
2. Se establece el área de paso y velocidad de paso de sales que también es constante. Esto permite calcular el Reynolds y el Prandtl a través del diámetro hidráulico. Se comprueban ambos números adimensionales para ver que están en rango adecuado.
3. Suposición del modelo:
 - a. Para iniciar el proceso iterativo se parte de un valor aproximado del coeficiente de convección del lado caliente h_c , este aunque se va ajustando porcentualmente al número de tubos operativos se

- demuestra prácticamente invariable a lo largo de todos los escenarios una vez recalculado.
- b. Se repite el proceso con el intercambio de calor q , que va reduciéndose con el número de tubos. Se parte del nominal del fabricante.
 - c. Los dos puntos anteriores dan valores de partida al análisis, permiten calcular la temperatura superficial caliente y el Nusselt entre otros. Con ellos ya podemos recalcular h_c . Además, con el valor de q como entrada se utiliza EES que calcula el valor inicial de h_f .
4. El punto tres es de vital importancia dado que permite comenzar la segunda fase del proceso iterativo. Conociendo h_f y h_c aproximados podemos calcular UA (conocemos el resto de resistencia, que depende del material del tubo) que mediante el método ϵ -NUT devuelve un nuevo valor de q . Esto cierra el primer círculo iterativo mediante el cual se obtiene un nuevo valor de intercambio de calor más exacto que el anterior.
 5. Con este nuevo valor de q se recalcula la temperatura caliente de salida de la cual dependen todas las características de los fluidos, por lo que han de recalcularse. Una vez hecho esto y revisado los valores de los números adimensionales que caracterizan el problema de mecánica de fluidos se recalculan de nuevo h_f y h_c .
 6. Esto permite calcular un tercer valor de q que se considera como válido.
 7. Es con este último valor de q que se calcula el dato de gran interés; flujo de vapor generado bajo dichas condiciones.

Tras la explicación detallada se adjunta un pequeño resumen que refleja el proceso de manera sintetizada:

Se parte del valor de q nominal dado por el fabricante y se supone un h_c ajustado al problema. Con ello se obtiene un segundo valor de h_c y un primer valor de h_f mediante EES. Con ello se calcula UA , que permite mediante el método ϵ -NUT

obtener un nuevo valor de q . Con este valor se realizan los ajustes necesarios a las propiedades del fluido (sales) en función de la nueva temperatura superficial caliente. Finalmente, se repite el círculo iterativo por segunda vez, obteniendo el tercer valor de q con el cual ya se calcula el vapor generado y por tanto las condiciones de funcionamiento del evaporador.

En el segundo modelo funciona de manera similar, simplemente se calcula en función del 100% de flujo de vapor. Es el flujo de sal al comienzo de los cálculos que se ajusta para conseguir dicha cifra nominal de flujo de vapor (119.44 Kg/s) en todos los casos. Esta tabla requiere de mayor prueba y error, porque los cálculos de EES deben de repetirse cada vez que se modifica un valor, hasta encontrar dicho valor de flujo de sales que obtiene 100% de flujo de vapor para cada uno de los casos individuales.

3.2.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Este modelo revela mucha información importante. En primer lugar, se observa cómo en condiciones nominales, la capacidad de intercambio de calor del evaporador es notablemente superior al dato del fabricante. Con el 100% de los tubos operativos el evaporador es capaz de intercambiar 127 MW de potencia calorífica, un 2,5% más de los 124 MW nominales adjuntados en la ficha técnica.

Esto ya revela que el evaporador será capaz de mantener su pleno funcionamiento con cierta pérdida de tubos, porque su 'output' nominal es superior a lo esperado. Por otro lado, el segundo modelo revela que para mantener el 100% del flujo másico de vapor se necesita un mínimo de 122 MW de potencia los cuales el evaporador es capaz de transmitirlos de un fluido a otro hasta con una pérdida de tubos del 35-40% aproximadamente. Cabe destacar que los 127 MW nominales son un 3,7% superiores a los 122 MW mínimos que requiere absorber el agua para generar la cantidad necesaria de flujo másico.

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

De nuevo esto reafirma la conclusión obtenida del modelo básico, existe una auto regulación del sistema que permite aumentar el flujo de calor por unidad de superficie a medida que disminuyen el número de tubos disponibles a cause de su obstrucción.

q nominal experimental	127.185.884 (W)
q necesario para obtener 100% de flujo másico de vapor	122.541.834 (W)

Tabla 4 - Potencias calóricas más relevantes

Fuente: Elaboración propia

En cuanto al descenso del calor intercambiado a través de los tubos disponibles, cabe destacar que la progresión es bastante lineal hasta alcanzar el 25% de pérdida donde el sistema no es capaz de mantener el ritmo y la potencia calórica intercambiada desciende bruscamente. Esto se observa en la Tabla 5.

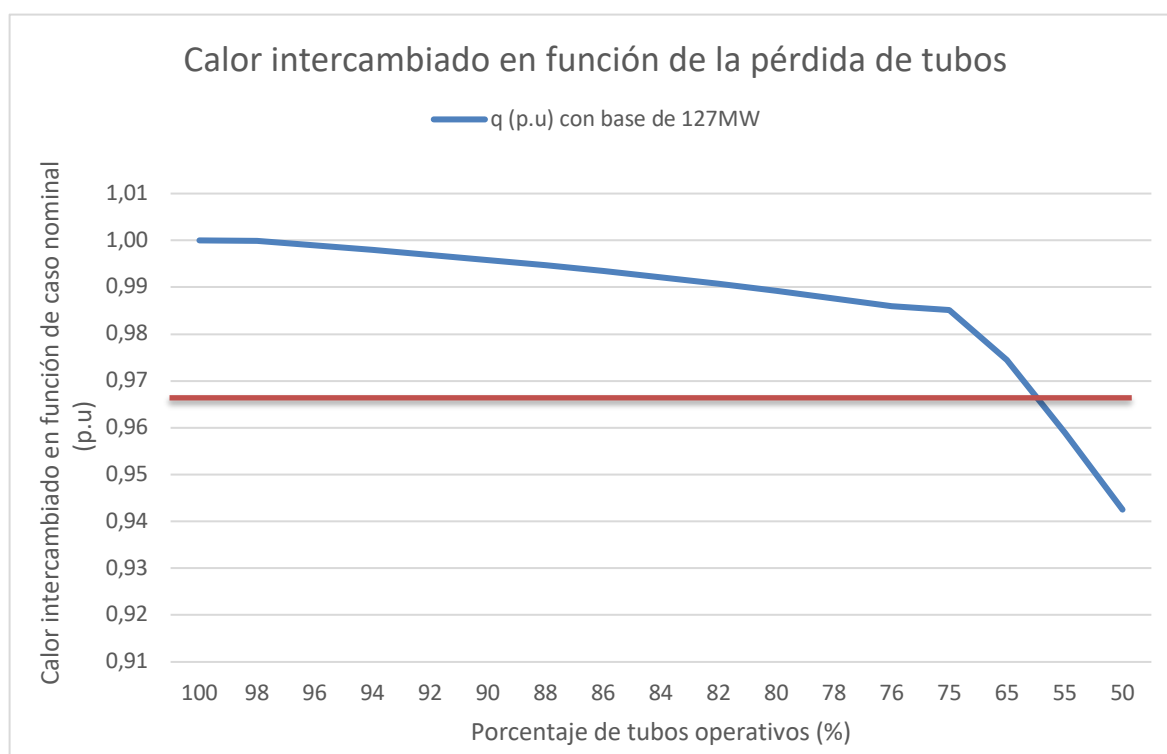


Tabla 5 - Calor intercambiado en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

El eje Y está calculado en tanto por uno respecto a la potencia nominal obtenida en este modelo, es decir, de los 127 MW que se ha observado que el sistema es capaz de intercambiar en condiciones nominales. Se ha dibujado en naranja el umbral de los 122 MW necesarios para mantenerse por encima del 100% de flujo másico de vapor necesario para mantenerse en pleno rendimiento.

Se adjunta la Tabla 6 que representa de manera paralela el porcentaje de flujo másico de vapor en función del valor nominal del fabricante. Se observa que la curva es prácticamente idéntica. La principal conclusión de dicho gráfico es reafirmar la posibilidad de perder hasta un 35-40% de tubos operativos manteniendo un flujo másico de vapor superior o igual al 100%.

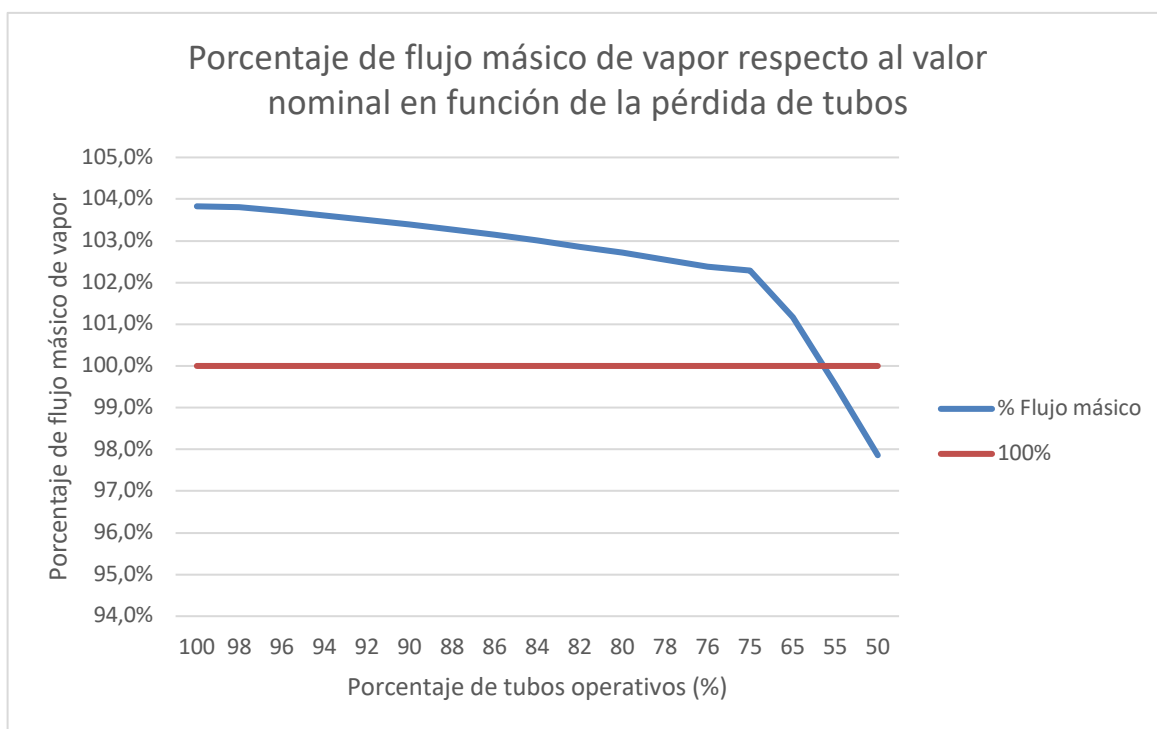


Tabla 6 - Porcentaje de flujo másico de vapor respecto al valor nominal en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

El segundo modelo realizado, donde se ajusta el flujo másico de sales para garantizar un flujo de vapor del 100%, permite obtener una gráfica (Tabla 7) de

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

mucho interés. En ella se observa la cantidad de sales que sería necesaria para mantener el flujo nominal de vapor en los distintos escenarios de pérdida de tubos. Es destacable que hasta el 75% de tubos operativos, que hasta donde evalúa este modelo, los valores son inferiores al 100%, esto es debido al 3,7% de margen de intercambio de calor existente. Es decir, en todo este rango el evaporador tiene margen suficiente de intercambio de calor para no necesitar tan siquiera todo el flujo de sales para generar el vapor deseado. Con pérdidas de tubos superiores se comenzaría a necesitar un flujo mayor al nominal.



Tabla 7 - % del valor nominal de flujo másico de sales necesario para mantener el 100% del flujo másico de vapor en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

Una vez se observa que el sistema es capaz de autorregularse, es importante analizar la causa de este fenómeno, la clave a esta cuestión se encuentra en el coeficiente de convección de la cara fría. Como se explica en la descripción tecnológica, los procesos de intercambio de calor con uno de los fluidos en estado bifásico se caracterizan por tener un coeficiente de convección muy alto en comparación con el presente en procesos normales. Lo que sucede es que este coeficiente aumenta notablemente ante la pérdida de tubos, compensando la pérdida de área de transferencia.

Esto es debido a que el mantenimiento de los caudales con menor número operativo de tubos no afecta a la hidrodinámica del flujo de sales (mantiene el número de Reynolds) pero sí hace aumentar el número de Reynolds del flujo frío y, con ello, el Nusselt y, finalmente, el coeficiente de convección del lado frío (agua-vapor). Este efecto se observa en los resultados del modelo como muestra la Tabla 8.

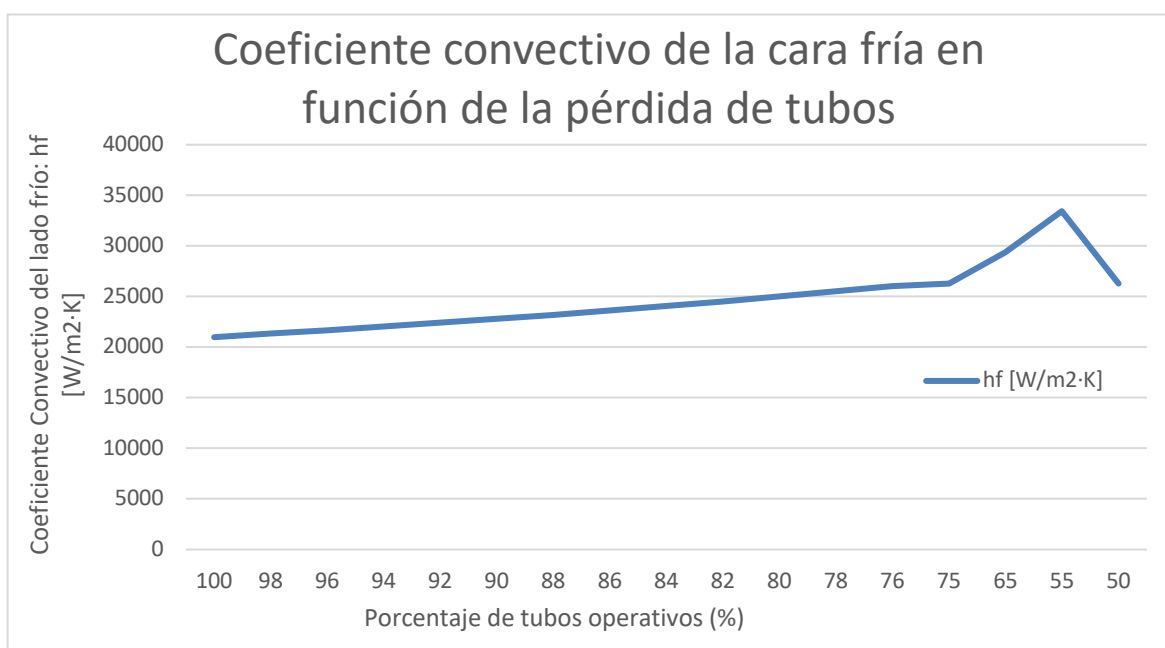


Tabla 8 - Coeficiente convectivo de la cara fría en función de la pérdida de tubos

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 8 revela que el crecimiento del coeficiente es proporcionalmente inverso al descenso de la transmisión de calor y al descenso del vapor producido, ya que es su aumento el que va neutralizando esas caídas frenando su pendiente. Es más, a partir de la zona de 25% de tubos perdidos se observa un aumento notable en respuesta a la feroz caída que se observa en la Tabla 5 y en la Tabla 6.

Por último, una representación gráfica de la labor de autorregulación del coeficiente de convección del lado frío en comparación con la del lado caliente se observa en la Tabla 9.

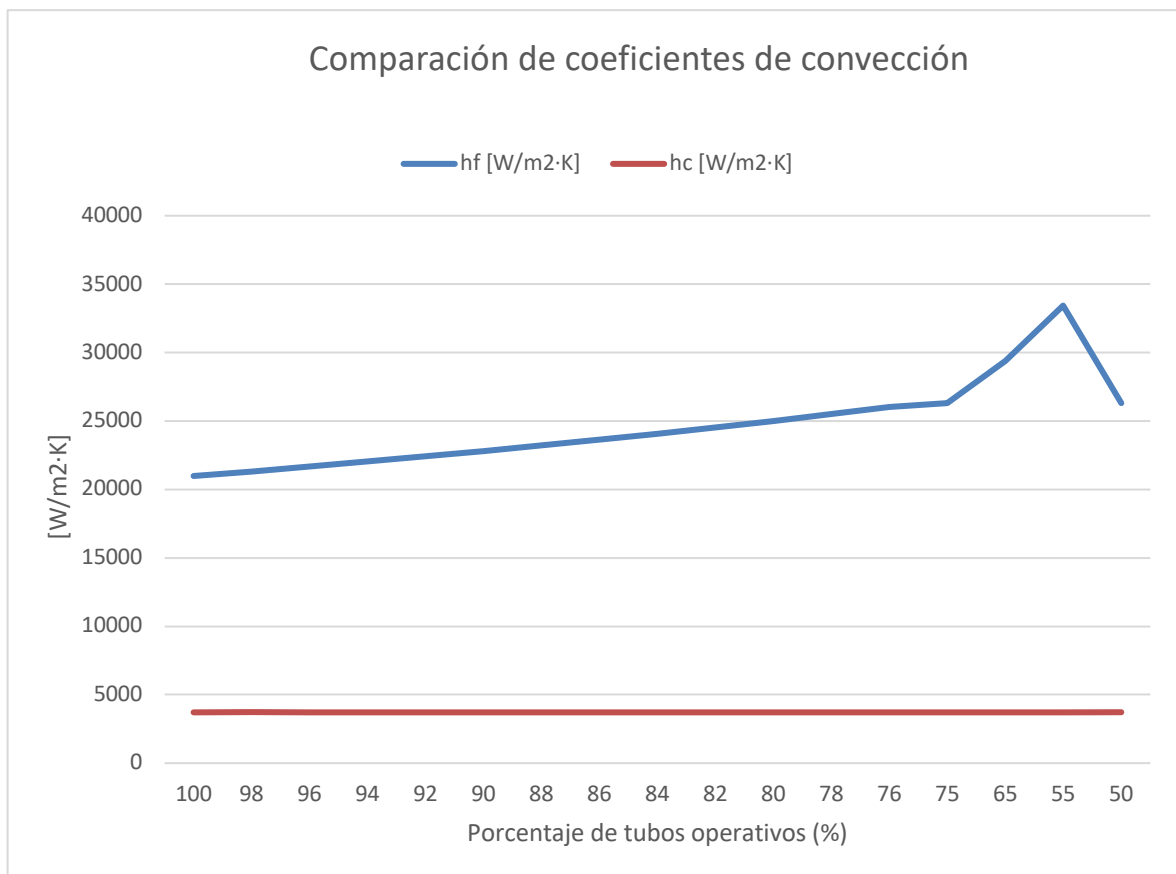


Tabla 9 - Comparación de coeficientes de convección

Fuente: Elaboración propia

En ella se observan las dos afirmaciones vistas previamente, h_f es notablemente superior en orden a h_c y este último se mantiene invariable para todos los casos. El

resto de las resistencias existentes, tanto las de ensuciamiento como las del material de los tubos son constantes también, dejando claro que h_f es el responsable de la autorregulación.

Finalmente, la metodología de cálculo a mejorado notablemente frente al modelo básico, revelando mucha más información y mejorando la comprensión del sistema en cuanto a la generación de vapor y la capacidad de autorregulación. El siguiente paso a dar es afinar el cálculo, esto se llevará a cabo mediante la división entamos del evaporador. Debido a su geometría, este puede dividirse en dos tramos, intercambio en equicorriente e intercambio en contracorriente, este será el análisis realizado en el siguiente modelo.

A continuación, se encuentran adjuntas las tablas resumidas de los cálculos de los Excel discutidos en esta sección, Por un lado, el modelo con flujo másico de sales constante e igual al 100% y por otro el de flujo de vapor constante. Los colores dividen las diferentes secciones de cálculo y subrayan valores relevantes.

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

N tubes [-]	2960	2842	2723	2605	2486	2368	2250	2220	1924	1628	1480
N tubes [%]	100	96	92	88	84	80	76	75	65	55	50
N plugged tubes [-]	0	118	237	355	474	592	710	740	1036	1332	1480
N plugged tubes [%]	0	4	8	12	16	20	24	25	35	45	50
A _c [m ²] cold area	2454	3123	2993	2863	2733	2603	2473	2440	2115	1789	1627
A _c [m ²] hot area	2454	2356	2258	2160	2062	1963	1865	1841	1595	1350	1227
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3613	3566	3518	3470	3421	3372	3322	3297	3298	3299	3300
q [W] Data	124961000	119962560	114964120	109965680	104967240	99968800	94970360	93720750	81224650	68728550	62480500
Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,0	380,9	380,7	380,6	380,4	380,2	380,2	380,2	380,2	380,2
μ _g [N/kg·s] viscosity, wall temperature	0,0020814	0,0020827	0,0020841	0,0020855	0,0020870	0,0020886	0,0020902	0,0020910	0,0020910	0,0020910	0,0020909
Nusselt caliente [-]	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3723	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3720	3720	3720	3720
q'' [W/m ²] interior tubo (q/A)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
h _c [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	21123	21451	21844	22266	22733	23278	23422	25049	27337	28767
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,95739E-08	2,00931E-08	2,06461E-08	2,11963E-08	2,17847E-08	2,24041E-08	2,30311E-08	2,31947E-08	2,50248E-08	2,70995E-08	2,83276E-08
UA [W/m ² ·K]	4,551E+06	4,47011E+06	4,38580E+06	4,29834E+06	4,20672E+06	4,11081E+06	4,01068E+06	3,98481E+06	3,70742E+06	3,39084E+06	3,21378E+06
C _c [W/K]	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865
C [W/K]	4401470,024										
C _{min} /C _{max} [-]	0,29623406										
NUT [-]	3,490	3,428	3,364	3,297	3,226	3,153	3,076	3,056	2,843	2,601	2,465
e [-]	0,970	0,968	0,965	0,963	0,960	0,957	0,954	0,953	0,942	0,926	0,915
q _{max} [W]	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853
q [W] (2)	127169074	126913703	126629442	126314536	125961152	125563638	125116245	124994933	123531312	121432390	120016199
T _{cs} [°C] caliente salida	343,1	360,6	360,7	360,9	361,2	361,4	361,7	361,8	362,7	364,0	364,9
C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,9	1508,9	1508,9	1509,1	1509,3	1509,4
C _p [J/kg·K]	1513,3	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,7	1514,7	1514,7	1514,8	1514,9
T _{cs} [°C] caliente salida	343,1	343,3	343,6	343,8	344,1	344,4	344,7	344,8	345,9	347,6	348,7
h _c [W/m ² ·K] hot side, salt	3728	3728	3728	3727	3727	3726	3725	3725	3723	3721	3720
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,2455E-08	8,5869E-08	8,961E-08	9,3704E-08	9,8109E-08	1,0311E-07	1,0855E-07	1,1001E-07	1,2700E-07	1,5018E-07	1,6525E-07
q'' [W/m ²] interior tubos	51815	53866	56082	58485	61099	63951	67077	67906	77435	89959	97801
h _c [W/m ² ·K] cold side, water-steam	20981	21667	22406	23203	24066	25009	26027	26298	29394	33433	26301
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	1,9420E-08	1,9589E-08	1,9766E-08	1,9955E-08	2,0155E-08	2,0365E-08	2,0599E-08	2,0658E-08	2,1326E-08	2,2158E-08	2,2158E-08
UA [W/m ² ·K]	4556182	4483006	4405499	4324022	4238270	4147956	4052467	4027782	3760333	3448912	3186313
C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,9	1508,9	1508,9	1509,1	1509,3	1509,4
C _p [J/kg·K] specific heat	1513,3	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,7	1514,7	1514,7	1514,8	1514,9
C _c [W/K] hot side	1303870	1304965	1304977	1304989	1305033	1305019	1305037	1305041	1305099	1305182	1305238
NUT [-] number unit transfer	3,494	3,435	3,376	3,313	3,248	3,178	3,105	3,086	2,881	2,642	2,441
e [-] effectiveness	0,970	0,968	0,966	0,964	0,961	0,958	0,955	0,954	0,944	0,929	0,913
q _{max} [W]	131169279	131279529	131280659	131281912	131283317	131284998	131286677	131287160	131292980	131301328	131306960
q [W]	127185884	127050448	126792618	126504531	126181231	125816940	125403296	125291343	123932179	121954667	119875553
T _{co} [°C] salt outlet temperature	343,1	343,2	343,4	343,7	343,9	344,2	344,5	344,6	345,6	347,2	348,8
Steam mass flow rate [kg/s]	123,970	123,838	123,587	123,306	122,991	122,636	122,233	122,123	120,799	118,871	116,845
Steam mass flow rate [%]	103,8%	103,7%	103,5%	103,3%	103,0%	102,7%	102,4%	102,3%	101,2%	99,6%	97,9%

Tabla 10 - Cálculos modelo de tramo completo con flujo másico de sales constante

Fuente: Elaboración propia

N tubes [-]	2960	2842	2782	2664	2546	2427	2309	2220
N tubes [%]	100	96	94	90	86	82	78	75
N plugged tubes [-]	0	118	178	296	414	533	651	740
N plugged tubes [%]	0	4	6	10	14	18	22	25
A _c [m ²] hot area	3254	3123	3058	2928	2798	2668	2538	2440
A _c [m ²] cold area	2454	2356	2307	2209	2111	2013	1914	1841
Salt mass flow rate [kg/s]	827,500	826,469	829,280	833,063	831,086	837,387	839,039	842,000
Salt mass flow required [%]	96,0%	95,9%	96,2%	96,7%	96,5%	97,2%	97,4%	97,7%
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3641	3638	3645	3654	3648	3663	3667	3674
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,441E-08	8,800E-08	8,971E-08	9,347E-08	9,796E-08	1,023E-07	1,075E-07	1,116E-07
q" [W/m ²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
h _h [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	21123	21283	21644	22051	22489	23000	23422
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,95739E-08	2,00931E-08	2,03664E-08	2,09167E-08	2,14856E-08	2,20948E-08	2,27118E-08	2,31947E-08
UA [W/m ² ·K]	4,513E+06	4,4307E+06	4,3921E+06	4,3105E+06	4,2186E+06	4,1319E+06	4,0359E+06	3,9627E+06
C _c [W/K]	1252256	1250696	1254950	1260674	1257683	1267218	1269718	1274199
C _h [W/K]	4401470,024							
C _{conv} /C _{max} [-]	0,284508526							
NUT [-]	3,604	3,543	3,500	3,419	3,354	3,261	3,179	3,110
ε [-]	0,973	0,971	0,970	0,967	0,965	0,962	0,958	0,955
q _{max} [W]	125976928	125819987	126247970	126823773	126522879	127482137	127733655	128184379
q [W] (2)	122547412	122178846	122434894	122671600	122102640	122591234	122414032	122466762
T _{co} [°C] caliente salida	342,7	342,9	343,0	343,3	343,5	343,9	344,2	344,5
G _s [l/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4
G _p [l/kg·K]	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,4	1513,4	1513,4
T _{co} [°C] caliente salida	342,7	342,9	343,0	343,3	343,5	343,9	344,2	344,5
h _c [W/m ² ·K] hot side, salt	3645	3642	3649	3657	3652	3667	3670	3677
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,4316E-08	8,7903E-08	8,9611E-08	9,3374E-08	9,7862E-08	1,0223E-07	1,0737E-07	1,1146E-07
q" [W/m ²] interior tubos	49932	51856	53070	55536	57850	60914	63946	66532
h _h [W/m ² ·K] cold side, water-steam	20633	21298	21685	22484	23280	24243	25233	26056
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	1,9747E-08	1,9928E-08	1,9989E-08	2,0135E-08	2,0351E-08	2,0496E-08	2,0702E-08	2,0850E-08
UA [W/m ² ·K]	4511198	4435813	4401265	4326824	4240517	4160960	4070334	4001252
G _s [l/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4
G _p [l/kg·K] specific heat	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,4	1513,4	1513,4
C _c [W/K] hot side	1252240	1250690	1254952	1260691	1257714	1267270	1269791	1274290
NUT [-] number unit transfer	3,603	3,547	3,507	3,432	3,372	3,283	3,206	3,140
ε [-] effectiveness	0,973	0,971	0,970	0,968	0,966	0,962	0,959	0,957
q _{max} [W]	125975346	125819451	126248203	126825563	126526009	127487404	127740960	128193543
q [W]	122541934	122193356	122462874	122726703	122181814	122706576	122562597	122644892
T _{co} [°C] salt outlet temperature	342,7	342,9	343,0	343,3	343,5	343,8	344,1	344,4
Stream mass flow rate [kg/s]	119,443	119,443	119,443	119,443	119,443	119,443	119,443	119,443
Stream mass flow rate [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%

Tabla 11 - Cálculos modelo de tramo completo con flujo másico de vapor constante

Fuente: Elaboración propia

3.3 MODELO DE FLUJO EQUICORRIENTE Y CONTRACORRIENTE

3.3.1 INTRODUCCIÓN

El cálculo se divide en dos, se examina por un lado la mitad del flujo de intercambio suponiendo un modelo de flujo contracorriente y la otra mitad en equicorriente. Debido a la disposición del evaporador, se puede considerar que la mitad del paso de agua por los tubos es en la misma dirección que el flujo de sales y la otra mitad en dirección contraria, dando lugar a poder ajustar la modelación del método ϵ -NUT de esta manera.

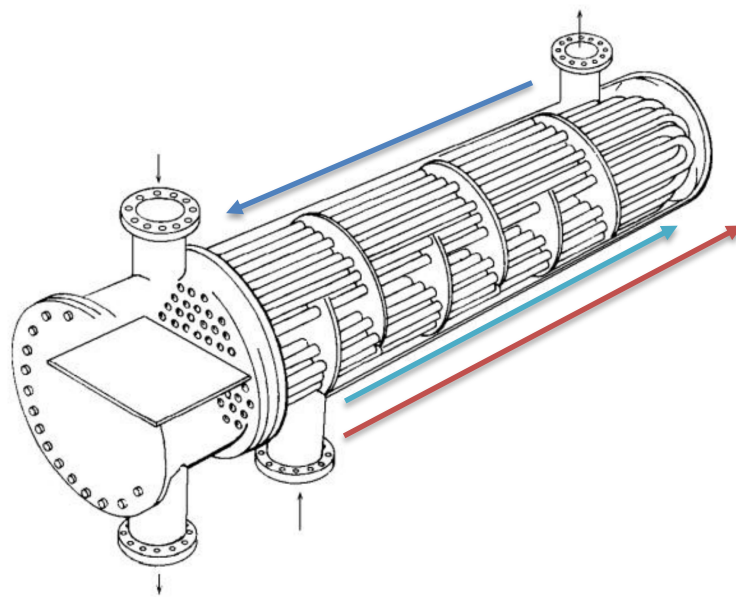


Figura 3-3 - Dirección de flujos

Fuente: Elaboración propia

Dado que el evaporador es de dos pasos por tubos y uno por carcasa, la mitad de la longitud de dichos tubos corresponde a un flujo en equicorriente y la otra mitad a un flujo en contracorriente, como se puede observar en la Figura 3-3. La flecha roja simboliza la dirección del flujo de sales y las azules del flujo de agua-vapor.

Este modelo se realiza para un flujo másico de sales nominal. El objetivo será recalcular el total de calor intercambiado para observar el efecto de afinar el cálculo siguiendo este método. Servirá de paso intermedio al último modelo donde verdaderamente se ha aumentado la precisión a niveles muy altos y de donde se sacarán las conclusiones finales.

Esta necesidad de dejar claro su papel de modelo intermediario es debido a la falta de precisión que se ha obtenido al finalizarlo. Se cometieron fallos de modelización que desviaron sus resultados. No obstante, se pueden extraer conclusiones valiosas de cara al modelo de división en 12 tramos.

3.3.2 DESARROLLO

El modelo está desarrollado en dos hojas de Excel separadas, uno para el tramo equicorriente y otro para el tramo contracorriente. Ambos utilizan de base la misma metodología que el modelo anterior. Sin embargo, al tenerse en cuenta solo la mitad del evaporador, se llevan a cabo ciertos ajustes y suposiciones. Se mantiene el cálculo en función de tubos operativos, analizando los escenarios hasta una pérdida del 25%.

En primer lugar, se ajusta el código de EES y los datos iniciales en Excel. Algunos de los datos geométricos y físicos han de dividirse a la mitad. Los principales son los siguientes:

Length [m]	8,5
Ac [m2] hot area	1627
Af [m2] cold area	1227
Salt mass flow rate [kg/s]	430,802
Salt mass flow required [%]	50,0%
Área de paso sales por carcasa [m2]	0,3150
q [W] Dato	62480500

Tabla 12 - Datos modificados para el segundo modelo

Fuente: Elaboración propia

Tanto la longitud de intercambio como el área que se está evaluando se ve dividido a la mitad ya que matemáticamente se está dividiendo en dos el evaporador, dejando la mitad de la longitud de los tubos fuera de la zona de análisis, hay que recordar que cada tubo lleva a cabo dos pasos por carcasa por eso el número total de tubos en cálculo sigue siendo el mismo.

Además, el flujo de sales se evalúa al 50% al discurrir en paralelo ambos, es por ello que se asigna como dato de partida $\frac{q_0}{2}$.

En el desarrollo matemático no se realizan cambios en cuanto a metodología en comparación al modelo anterior. El principal ajuste matemático que realizar es actualizar la fórmula del método ε -NUT, la relación básica se adapta a las condiciones del sistema, en este caso habrá que adjuntar la correspondiente primero a flujo equicorriente y posteriormente a contracorriente.

3.3.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Como se había mencionado con anterioridad, los resultados de este modelo no muestran los resultados que se buscaban. La Tabla 13 muestra los datos de intercambio de calor total obtenidos para el escenario del 100% de tubos operativos. El valor total obtenido es 7MW inferior al obtenido con el modelo de tramo completo y 2MW inferior al mínimo necesario para el buen funcionamiento de la estación. Esto evidencia la falta de coherencia con el sistema real.

Intercambio en EQUICORRIENTE	56613997 (W)
Intercambio en CONTRACORRIENTE	63845640 (W)
Total	120459637 (W)

Tabla 13 - Resultados modelo equicorriente y contracorriente

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, si que es apreciable la notable superioridad del intercambio en contracorriente frente a equicorriente. Físicamente esto es fácil de entender ya que la a medida que avanza el fluido frío se va encontrando con fluido caliente que no

ha bajado su temperatura. Proyectando el intercambio al infinito, el fluido frío podría tener una temperatura de salida ideal igual a la de entrada del fluido caliente. Esto en equicorriente es imposible, el fluido frío siempre tendría como tope ideal la temperatura de salida del fluido caliente. Se puede observar gráficamente en Figura 3-4.

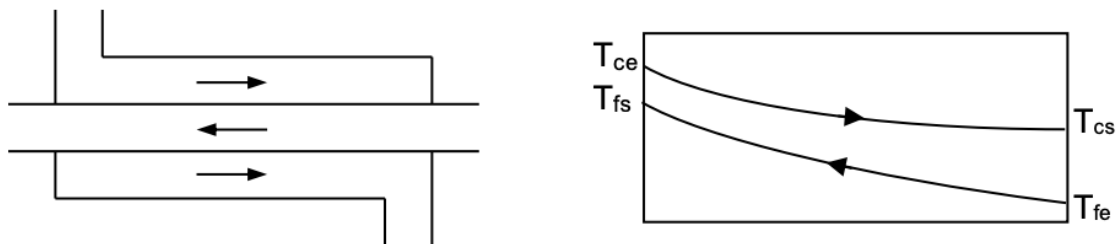


Figura 3-4 - Diagrama de intercambio de calor entre dos fluidos en contracorriente

Fuente: Intercambiadores de calor, transmisión de calor, GITI 2020

Este modelo aporta una información reducida, ya que asumir flujo equicorriente durante el 50% del transcurso de los fluidos hace que el intercambio total disminuya en exceso. Esto es debido a que el interior del evaporador cuenta con deflectores que guían el flujo másico de sal a través del evaporador de manera que incide sobre los tubos que transportan el fluido frío de manera perpendicular. Esto aumenta los coeficientes de convección en gran medida y es por ello que este modelo infravalora el calor intercambiado.

Además, hay detalles como el título de vapor que no se han estudiado correctamente. Al dividir en secciones el sistema hay que tener en cuenta tanto las temperaturas de salida y entrada de cada fluido en cada sección como la variación del título de vapor en dichos tramos. Esto sumado a la verdadera incidencia entre corrientes que es perpendicular deja claro la falta de fidelidad al sistema real de este modelo.

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Por ello, el último modelo y más completo, divide el evaporador en 12 secciones y es capaz de tener en cuenta la continua variación de las condiciones de entrada y salida de los fluidos en todos los tramos. Se detalla en la siguiente sección.

Por último, se juntan los cálculos en Excel tanto del tramo equicorriente como contracorriente en las siguientes dos páginas.

N tubes [-]	2960	2842	2723	2605	2486	2368	2250	2220
N tubes [%]	100	96	92	88	84	80	76	75
N plugged tubes [-]	0	118	237	355	474	592	710	740
N plugged tubes [%]	0	4	8	12	16	20	24	25
A _c [m ²] hot area	1627	1562	1497	1432	1367	1301	1236	1220
A _c [m ²] cold area	1227	1178	1129	1080	1031	982	933	920
Salt mass flow rate [kg/s]	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802
Salt mass flow required [%]	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%
Área de paso sales por carcasa [m ²]	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150
Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3610	3566	3518	3470	3421	3372	3322	3297
q [W] Dato	62480500	59981280	57482060	54982840	52483620	49984400	47485180	46860375
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3723	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3720
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,651E-07	1,720E-07	1,795E-07	1,877E-07	1,966E-07	2,065E-07	2,174E-07	2,203E-07
q ^o [W/m ²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
h _h [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	21123	21451	21844	22266	22733	23278	23422
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	3,91477E-08	4,01862E-08	4,12923E-08	4,23925E-08	4,35695E-08	4,48082E-08	4,60622E-08	4,63894E-08
UA [W/m ² ·K]	2,655E+06	2,6006E+06	2,54379E+06	2,48513E+06	2,42408E+06	2,36061E+06	2,29481E+06	2,27789E+06
C _c [W/K]	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933
C _c [W/K]	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
C _{conv/C_{max}} [-]	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703
NUT [-]	4,073	3,989	3,902	3,812	3,718	3,621	3,520	3,494
ε [-]	0,863	0,862	0,861	0,860	0,859	0,857	0,856	0,855
q _{max} [W]	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426
q [W] (2)	56591587	56537713	56475969	56405512	56324019	56229467	56119635	56089261
T _c [°C] caliente salida	353,8	353,9	354,0	354,1	354,2	354,3	354,5	354,6
C _{p,s} [J/kg·K]	1507,8	1507,8	1507,8	1507,8	1507,8	1507,9	1507,9	1507,9
C _p [J/kg·K]	1514,1	1514,1	1514,1	1514,1	1514,1	1514,1	1514,1	1514,1
T _e [°C] caliente salida	353,8	353,9	354,0	354,1	354,3	354,4	354,6	354,6
h _h [W/m ² ·K] hot side, salt	3756	3755	3754	3753	3752	3751	3750	3750
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,6367E-07	1,7053E-07	1,7798E-07	1,8611E-07	1,9502E-07	2,0482E-07	2,1566E-07	2,1855E-07
q ⁱ [W/m ²] interior tubos	46116	47992	50024	52233	54641	57277	60174	60943
h _h [W/m ² ·K] cold side, water-steam	19923	20585	21299	22070	22907	23817	24813	25076
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	4,0902E-08	4,1237E-08	4,1587E-08	4,1958E-08	4,2350E-08	4,2769E-08	4,3213E-08	4,3330E-08
q [W]	56613997	56565293	56509692	56445871	56372244	56286778	56186994	56159441
T _e [°C] salt outlet temperature	353,8	353,9	354,0	354,1	354,2	354,3	354,5	354,5
Steam mass flow rate [kg/s]	55,183	55,135	55,081	55,019	54,947	54,864	54,766	54,739
Steam mass flow rate [%]	46,2%	46,2%	46,1%	46,1%	46,0%	45,9%	45,9%	45,8%

Tabla 14 - Cálculos modelo Equicorriente

Fuente: Elaboración propia

N tubes [-]	2960	2842	2723	2605	2486	2368	2250	2220
N tubes [%]	100	96	92	88	84	80	76	75
N plugged tubes [-]	0	118	237	355	474	592	710	740
N plugged tubes [%]	0	4	8	12	16	20	24	25
A _c [m ²] hot area	1627	1562	1497	1432	1367	1301	1236	1220
A _c [m ²] cold area	1227	1178	1129	1080	1031	982	933	920
Salt mass flow rate [kg/s]	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802
Salt mass flow required [%]	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%
Área de paso sales por carcasa [m ²]	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150
Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3613	3566	3518	3470	3421	3372	3322	3297
q [W] Oato	62480500	59981280	57482060	54982840	52483620	49984400	47485180	46860375
h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3723	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3720
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,651E-07	1,720E-07	1,795E-07	1,877E-07	1,966E-07	2,065E-07	2,174E-07	2,203E-07
q ^o [W/m ²] interior tubo (q/Ai)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
h _i [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	21123	21451	21844	22266	22733	23278	23422
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	3,9148E-08	4,0186E-08	4,1292E-08	4,2392E-08	4,3569E-08	4,4808E-08	4,6062E-08	4,6389E-08
UA [W/m ² ·K]	2,655E+06	2,60069E+06	2,54379E+06	2,48513E+06	2,42408E+06	2,36061E+06	2,29481E+06	2,27789E+06
C _c [W/K]	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933
C _i [W/K]	4401470,02	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
C _{total} /C _{max} [-]	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703
NUT [-]	4,073	3,989	3,902	3,812	3,718	3,621	3,520	3,494
ε [-]	0,973	0,971	0,969	0,967	0,964	0,961	0,957	0,956
q_{max} [W]	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426
q [W] (2)	63837734	63707446	63561782	63399738	63217177	63011063	62778306	62715072
T _{co} [°C] caliente salida	342,7	342,9	343,1	343,4	343,6	343,9	344,3	344,4
C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4
C _p [J/kg·K]	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,4	1513,4	1513,4
T _{co} [°C] caliente salida	342,7	342,9	343,1	343,4	343,6	344,0	344,3	344,4
h _c [W/m ² ·K] hot side, salt	3727	3726	3725	3725	3724	3724	3723	3723
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,6495E-07	1,7185E-07	1,7935E-07	1,8753E-07	1,9649E-07	2,0635E-07	2,1725E-07	2,2016E-07
q ^o [W/m ²] interior tubos	52021	54078	56301	58710	61328	64185	67313	68142
h _i [W/m ² ·K] cold side, water-steam	21019	21706	22445	23243	24107	25045	26069	26339
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	3,8770E-08	3,9107E-08	3,9464E-08	3,9841E-08	4,0242E-08	4,0672E-08	4,1131E-08	4,1525E-08
q [W]	63845640	63727797	63596158	63448511	63282179	63093890	62879719	62821560
T _{co} [°C] salt outlet temperature	342,7	342,8	343,1	343,3	343,5	343,8	344,2	344,2
Steam mass flow rate [kg/s]	62,231	62,116	61,988	61,844	61,682	61,499	61,290	61,233
Steam mass flow rate [%]	52,1%	52,0%	51,9%	51,8%	51,7%	51,5%	51,3%	51,3%

Tabla 15 - Cálculos modelo Contracorriente

Fuente: Elaboración propia

3.4 MODELO DE 12 TRAMOS

3.4.1 INTRODUCCIÓN

Finalmente, con el fin de obtener el análisis más exacto, se utiliza el **modelo de 12 tramos**. Este como su nombre indica, divide en 12 el evaporador, en concreto, 12 tramos donde los fluidos interactúan con flujo cruzado, de nuevo apelando a una de las posibles interpretaciones de la configuración geométrica del evaporador.

Para poder comprender los doce tramos en los que se divide el evaporador se adjunta continuación la Figura 3-5.

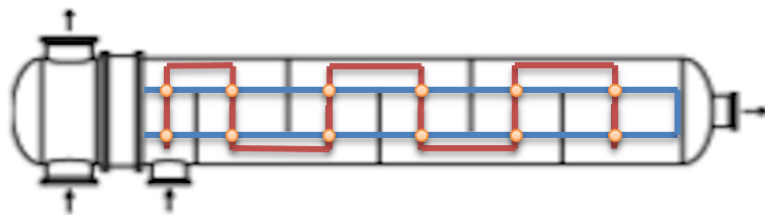


Figura 3-5 - Plano evaporador con intersecciones marcadas

Fuente: Elaboración propia

En los puntos señalados en naranja se dan intersecciones de los flujos en disposición cruzada, se determinará la longitud de influencia de cada flujo en la sección de desarrollo, pero la figura ya refleja el porqué de esta división.

Debida a la complejidad del análisis, no se ha realizado un modelo para todos los casos de pérdida de tubos sino solo para el caso nominal y el caso de 75% de tubos operativos. Con ellos se compararán los resultados con el modelo de tramo completo y se analizará la necesidad de utilizar modelos tan precisos.

3.4.2 DESARROLLO

Como se adelantaba al final del apartado anterior, este modelo sigue un procedimiento matemático distinto a los anteriores modelos ya que tiene en cuenta el continuo cambio de temperaturas superficiales y título de vapor entre una sección y otra para poder llevar a cabo siempre los cálculos en las condiciones correctas.

Además, se consigue que EES siempre cuente con los títulos de vapor actualizados de una sección a otra. Para conseguir datos aún más precisos se ha realizado el modelo partiendo de unas suposiciones notablemente aproximadas pero una vez finalizado, se han utilizado los resultados como punto de partida para una segunda iteración para conseguir unos resultados aún más precisos.

En cuanto al proceso, el Excel completo incluye los doce tramos. Se han modificado los datos geométricos para adaptarse a las nuevas secciones de análisis. La longitud de tubos evaluada es un sexto y el área de transferencia tanto del lado caliente como del frío una doceava parte de su área original. La transmisión de calor de partida también se ha supuesto como una doceava parte del total nominal dado por el fabricante.

El título de vapor comienza con un valor nulo y se ha supuesto que avanza una doceava parte del valor final dado por el fabricante que es de 0.2741. Siguiendo el mismo método iterativo que en los primeros modelos, aunque se parte de una suposición luego se obtiene un valor convergido que corresponde con el real del sistema. Estos valores son muy importantes ya que influyen directamente en el cálculo de h_f mediante EES. Al final de cada tramo, con el q iterado se obtienen los valores del título de vapor y la temperatura de salida de ambos fluidos para poder encadenarlo con el siguiente tramo y que este parte de valores ya iterados y correctos.

Al final del modelo, obtendremos por cada uno de los 12 tramos el calor total intercambiado, el título de vapor de entrada y salida, temperaturas de entrada y

salida y los coeficientes de convección tanto calientes como fríos. Se obtendrá tanto para el caso de 100% de tubos operativos como para el caso de 75% de tubos operativos.

3.4.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Este modelo aporta conclusiones con un nivel de precisión superior a los modelos anteriores. Se puede observar la variación de la transmisión de calor y de los coeficientes de convección, así como del título de vapor a medida que avanzan los fluidos por el evaporador.

Además, es de mucho interés hacer una valoración sobre el nivel de precisión del modelo de tramo completo en comparación a este para determinar la relación precisión-complejidad del análisis de cara a futuros problemas semejantes.

En primer lugar, se va analizar el resultado final de ambos escenarios para compararlos con el modelo de tramo completo.

Modelo	100% Tubos (W)	75% Tubos (W)
12 Tramos	127212170	123532961
Tramo completo	127185884	125291343
12/Completo	100,0%	98,6%

Tabla 16 - Comparación entre modelo de tramo completo y modelo de 12 tramos

Fuente: Elaboración propia

Las conclusiones inmediatas que se pueden extraer de la Tabla 16 son, por un lado, que la precisión del modelo de tramo completo en el caso del 100% de tubos operativos es muy elevada, y por el otro, que con 75% de tubos operativos, dicha precisión desciende. Aunque dicho descenso pueda parecer de pequeña magnitud, el valor de intercambio que asigna el modelo de 12 tramos a la pérdida de un 25% de tubos es el que el modelo completo le asigna aproximadamente a una pérdida del 35%.

Esta diferencia del 10% en el sistema real puede suponer la diferencia entre el correcto funcionamiento o la incapacidad de la central para suministrar la potencia que la red le exige y para la cual fue construida. Por ello, el modelo demuestra la necesidad de afinar el cálculo de cara a descubrir el número exacto de tubos máximo que puede perder la central para seguir suministrando la potencia nominal.

Es por ello que el valor máximo de pérdida de tubos que se obtendrá como conclusión de este trabajo será del 30%, un valor conservador teniendo en cuenta que el modelo de tramo completo afirmaba que incluso hasta un 40% y que el modelo de 12 tramos deja claro que aguantaría cómodamente una caída del 25%. Si se quisiera calcular el porcentaje con absoluta exactitud habría que iterar el último modelo hasta conseguir aquel porcentaje que logran 122 MW de potencia calorífica intercambiada.

Resulta de gran interés también estudiar la variación a lo largo de los 12 tramos de tres variables fundamentales: título de vapor, h_f y el intercambio total de calor q . Para ello se adjuntan las siguientes tres gráficas.

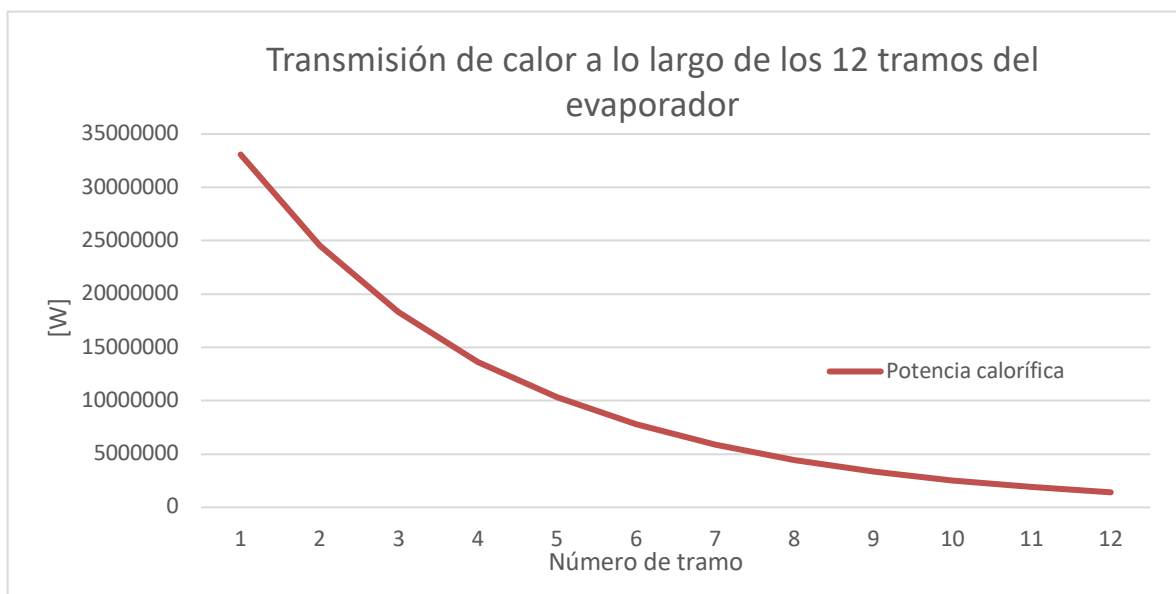


Figura 3-6 - Transmisión de calor a lo largo de los 12 tramos del evaporador

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3-6 se observa como el intercambio de calor es superior en los primeros tramos del evaporador, esto es debido a que el gradiente de temperatura es superior y por tanto el intercambio neto también lo es. Esto se refleja también en la Figura 3-7 donde el coeficiente de convección comienza en valores muy altos allí donde el gradiente es muy alto también. No obstante, luego desciende y se mantiene relativamente constante ya que este depende de los números adimensionales que se mantienen invariantes a lo largo del tramo completo.

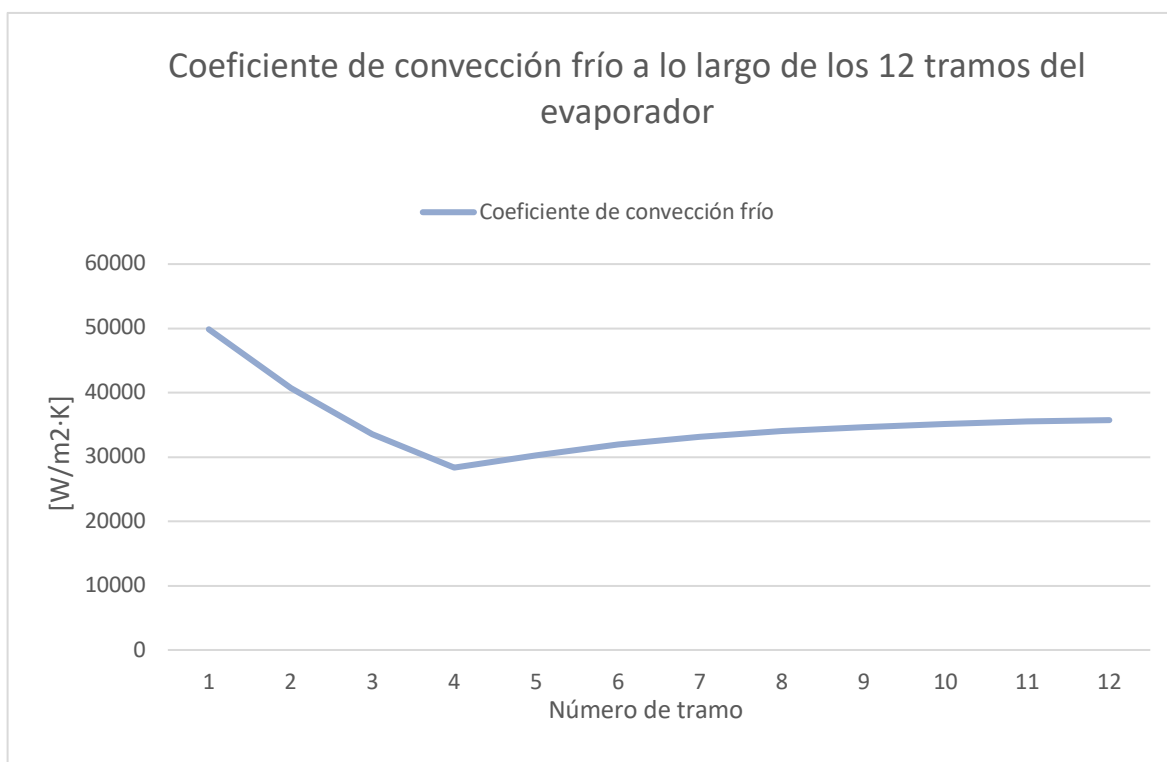


Figura 3-7 - Coeficiente de convección frío a lo largo de los 12 tramos del evaporador

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, la Figura 3-8 muestra la variación del título de vapor a lo largo del evaporador. Como era de esperar su pendiente es superior al principio donde la transmisión de calor recibida por parte del agua saturada es mayor. Posteriormente se va estabilizando hasta alcanzar el valor de 0.27 que garantiza el flujo másico nominal de vapor necesario para el correcto funcionamiento de la estación.

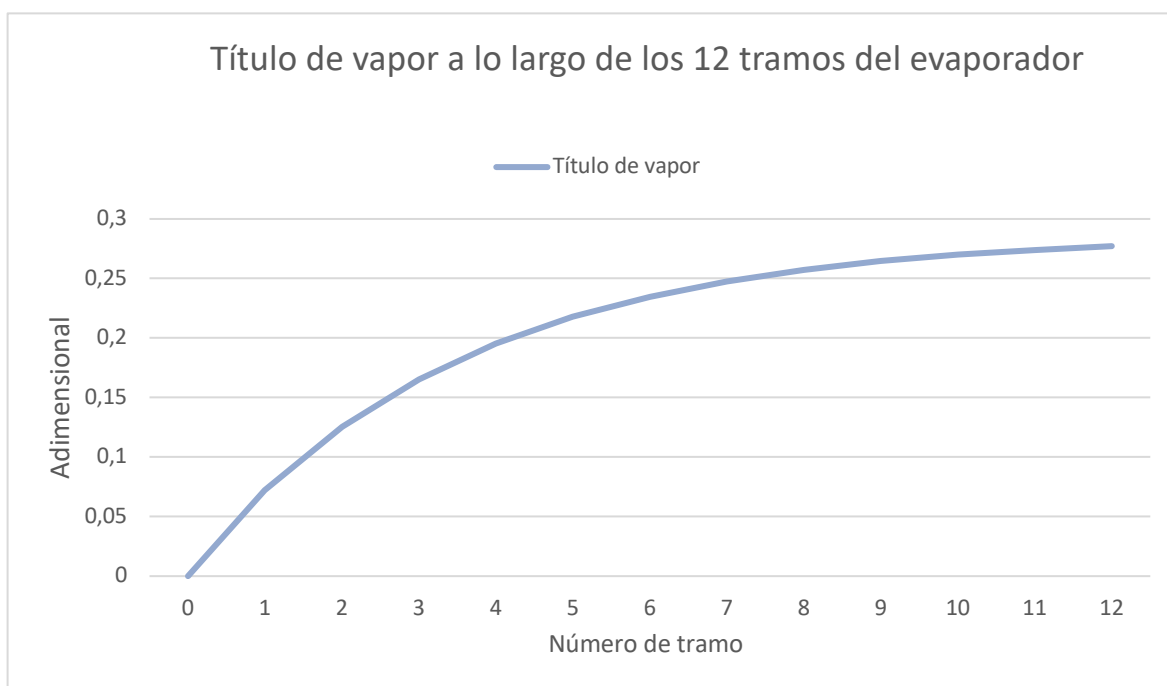


Figura 3-8 – Título de vapor a lo largo de los 12 tramos del evaporador

Fuente: Elaboración propia

En las próximas páginas se adjuntan las tablas de cálculo del modelo tanto para el caso de 100% de tubos operativos como el de 75%. Los colores dividen la tabla en los distintos procesos matemáticos. Además, algunas filas están ocultas para poder mostrar la tabla entera de manera más clara.

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Número de Tramo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N tubes [-]	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960
N tubes [%]	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
N plugged tubes [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N plugged tubes [%]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
A _c [m ²] hot area	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271
A _c [m ²] cold area	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
Salt mass flow required [kg/s]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
h _c [W/m ² K] lado caliente, sales	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613
q [W] Dato	3220442	23997838	17930908	13518673	10234490	7717832	5801633	4346295	3247458	2422301	1795557	1317837
T _{ce}	441	415	397	383	372	364	358	354	350	348	346	344
T _{cs} (suposición)	432	407	388	374	364	356	350	346	342	340	338	336
Temp. superficial caliente [°C] Provisional	403,6	386,7	374,2	364,7	357,6	352,3	348,3	345,3	343,0	341,3	340,0	339,0
T _{fe}	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
T _{fs}	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
X _l	0,0000	0,0721	0,1256	0,1654	0,1952	0,2177	0,2347	0,2475	0,2572	0,2645	0,2700	0,2741
X _o	0,0702	0,1225	0,1615	0,1910	0,2133	0,2201	0,2428	0,2522	0,2593	0,2646	0,2691	0,2712
h _{fs} [N/kg·s] viscosity, wall temperature	0,0018691	0,0018843	0,0019054	0,0019365	0,0019794	0,0020386	0,0021232	0,0022484	0,0024437	0,0027731	0,0034033	0,0049756
Nusselt, caliente [-]	100,4	100,3	100,2	99,9	99,6	99,2	98,7	97,9	96,7	95,0	92,4	87,6
h _c [W/m ² K] lado caliente, sales	3779	3775	3769	3761	3769	3734	3712	3683	3640	3576	3475	3295
Resistencia conectiva lado caliente [K/W]	9,759E-07	9,775E-07	9,790E-07	9,812E-07	9,843E-07	9,883E-07	9,940E-07	1,002E-06	1,014E-06	1,032E-06	1,062E-06	1,120E-06
q ^o [W/m ²] interior tubo (q/Af)	164895	122814	91765	69185	52377	39498	29691	22243	16620	12397	9189	6744
h _c [W/m ² K] lado frío, agua-vapor [EES]	49417	40379	33431	28309	30110	31793	33014	33900	34556	35040	36282	36611
Resistencia conectiva [K/W] lado frío	1,03562E-07	1,26742E-07	1,53038E-07	1,8078E-07	1,69967E-07	1,6097E-07	1,55016E-07	1,50965E-07	1,48099E-07	1,46053E-07	1,41054E-07	1,39786E-07
q [W] (2)	32842853	24390991	18144608	13529058	10241169	7736996	5831861	4387986	3295960	2470449	1847493	1369793
M _{vapor_o}	0	31	54	71	83	93	100	106	110	113	115	117
M _{vapor_gen}	31	23	17	13	10	7	5	4	3	2	2	1
M _{vapor_fin}	31	54	71	83	93	100	106	110	113	115	117	118
X _o	0,0716	0,1247	0,1642	0,1937	0,2160	0,2329	0,2456	0,2551	0,2623	0,2677	0,2717	0,2747
T _{cs} [°C] caliente salida	415,4	396,6	382,6	372,2	364,3	358,3	353,8	350,4	347,8	345,9	344,5	343,4
G _{o,s} [J/kg·K]	1516,7	1516,7	1516,7	1516,7	1516,6	1516,4	1518,2	1518,2	1518,0	1517,6	1516,9	1515,2
G _o [J/kg·K]	1518,6	1518,6	1518,6	1518,6	1518,5	1518,4	1518,3	1518,3	1518,2	1518,2	1517,6	1515,2
T _{cs} [°C] caliente salida	415,5	396,7	382,7	372,2	364,3	358,3	353,8	350,4	347,8	345,9	344,5	343,4
h _c [W/m ² K] hot side, salt	3854	3853	3853	3851	3846	3840	3832	3820	3802	3772	3718	3599
Resistencia conectiva lado caliente [K/W]	9,5702E-07	9,5761E-07	9,5782E-07	9,5821E-07	9,5934E-07	9,6085E-07	9,6294E-07	9,6597E-07	9,7061E-07	9,7824E-07	9,9244E-07	1,0233E-06
q ^o [W/m ²] interior tubos	168080	124826	92859	69238	52411	39596	29846	22456	16868	12643	9455	7010
h _c [W/m ² K] cold side, water-steam	49862	40668	33586	28357	30227	31509	33127	34014	34672	35158	35518	35784
Resistencia conectiva lado frío [K/W]	1,0264E-07	1,2584E-07	1,5238E-07	1,8047E-07	1,6931E-07	1,6038E-07	1,5449E-07	1,5046E-07	1,4760E-07	1,4556E-07	1,4409E-07	1,4302E-07
q [W]	33078217	24572195	18284791	13658845	10331890	7811883	5894913	4444211	3344335	2514910	1887779	1410011
T _{cs} [°C] salt outlet temperature	415,3	396,5	382,6	372,1	364,2	358,3	353,8	350,4	347,8	345,9	344,4	343,4
M _{vapor_o}	0,0	31,1	54,1	71,3	84,1	93,8	101,1	106,7	110,8	114,0	116,3	118,1
M _{vapor_gen}	31,1	23,1	17,2	12,8	9,7	7,3	5,5	4,2	3,1	2,4	1,8	1,3
M _{vapor_fin}	31,1	54,1	71,3	84,1	93,8	101,1	106,7	110,8	114,0	116,3	118,1	119,4
X _o	0,0721	0,1256	0,1654	0,1952	0,2177	0,2347	0,2475	0,2572	0,2645	0,2700	0,2741	0,2772

Figura 3-9 - Cálculos modelo de 12 tramos con 100% de tubos operativos

Fuente: Elaboración propia

MODELOS DESARROLLADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Número de Tramo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N tubes [-]	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220
N tubes [%]	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%
N plugged tubes [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N plugged tubes [%]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
A _h [m ²] hot area	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203
A _c [m ²] cold area	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
h _h [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613
q [W] Dato	24163332	17998379	13448181	10139005	7675888	5788374	4351225	3259721	2435593	1816726	1346668	988378
T _{ce}	441	419	403	390	380	371	365	360	356	352	350	348
T _{ce} (suposición)	432	411	395	382	371	363	357	352	348	344	342	340
Temp. superficial caliente [°C] Provisional	403,6	390,9	380,4	371,9	365,0	359,4	354,9	351,2	348,3	345,9	343,9	342,4
T _{te}	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
T _{ts}	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
x ₋₁	0,0000	0,0603	0,1077	0,1449	0,1741	0,1973	0,2158	0,2305	0,2422	0,2514	0,2588	0,2646
x ₋₀	0,0231	0,0834	0,1308	0,1680	0,1972	0,2204	0,2389	0,2536	0,2653	0,2745	0,2818	0,2876
μ _h [N/kg·s] viscosity, wall temperature	0,0018691	0,0018645	0,0018648	0,0018721	0,0018864	0,0019080	0,0019404	0,0019880	0,0020575	0,0021602	0,0023145	0,0025577
Nusselt caliente [-]	100,4	100,5	100,5	100,4	100,3	100,1	99,9	99,6	99,1	98,4	97,5	96,1
h _h [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3779	3781	3780	3778	3774	3768	3759	3747	3729	3703	3668	3617
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,301E-06	1,301E-06	1,301E-06	1,302E-06	1,303E-06	1,305E-06	1,308E-06	1,312E-06	1,319E-06	1,328E-06	1,341E-06	1,360E-06
q" [W/m ²] interior tubo (q/A)	164895	122814	91765	69185	52377	39498	29691	22243	16620	12397	9189	6744
h _h [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	43654	45327	37528	32521	36008	38630	40612	42126	43286	44195	44896	45173
q [W] (2)	27166953	21496440	16848775	13249783	10574029	8420998	6691928	5309808	4207957	3330994	2633581	2078482
Mvapor_o	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mvapor_gen												
Mvapor_fin	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
X_o	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
T _o [°C] caliente salida	419,8	403,0	389,9	379,6	371,4	364,9	359,8	355,7	352,4	349,9	347,8	346,2
G _{h,s} [l/kg·K]	1517,4	1517,3	1517,3	1517,3	1517,2	1517,2	1517,1	1516,9	1516,8	1516,5	1516,2	1515,7
G _h [l/kg·K]	1518,9	1518,9	1518,9	1518,9	1518,8	1518,8	1518,7	1518,7	1518,6	1518,5	1518,3	1518,0
T _o [°C] caliente salida	419,8	403,0	389,9	379,7	371,4	365,0	359,8	355,7	352,4	349,9	347,8	346,2
k [W/m ² ·°C] hot side	0,5257	0,5256	0,5256	0,5256	0,5256	0,5255	0,5255	0,5254	0,5253	0,5251	0,5249	0,5245
h _h [W/m ² ·K] hot side, salt	3857	3855	3855	3854	3851	3847	3842	3836	3827	3816	3799	3774
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,2750E-06	1,2755E-06	1,2756E-06	1,2759E-06	1,2770E-06	1,2783E-06	1,2799E-06	1,2820E-06	1,2849E-06	1,2888E-06	1,2944E-06	1,3030E-06
q" [W/m ²] interior tubos	185377	146670	114969	90411	72153	57462	45663	36232	28713	22729	17971	14183
h _h [W/m ² ·K] cold side, water-stream	57770	52678	4782	35898	35870	38232	40020	41395	42454	43281	43918	44417
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	1,1812E-07	1,2953E-07	1,6331E-07	1,9008E-07	1,9023E-07	1,7848E-07	1,7050E-07	1,6484E-07	1,6073E-07	1,5766E-07	1,5537E-07	1,5363E-07
q [W]	2766556	21780223	17089931	13419764	10651654	8462198	6742110	5352472	4245505	3365154	265667	2109860
T _o [°C] salt outlet temperature	419,5	402,8	389,8	379,5	371,4	364,9	359,8	355,7	352,4	349,8	347,8	346,2
Mvapor_o	0,0	26,0	46,4	62,4	75,0	85,0	93,0	99,3	104,4	108,3	111,5	114,0
Mvapor_gen	26,0	20,4	16,0	12,6	10,0	8,0	6,3	5,0	4,0	3,2	2,5	2,0
Mvapor_fin	26,0	46,4	62,4	75,0	85,0	93,0	99,3	104,4	108,3	111,5	114,0	116,0
X_o	0,0603	0,1077	0,1449	0,1741	0,1973	0,2158	0,2305	0,2422	0,2514	0,2588	0,2646	0,2692

Figura 3-10 - Cálculos modelo de 12 tramos con 75% de tubos operativos

Fuente: Elaboración propia

Capítulo 4. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

4.1 CONCLUSIONES

En este apartado, se adjuntan de nuevo las conclusiones obtenidas que llevan repitiéndose a lo largo de todo el proyecto. Son conclusiones extraídas en base a los tres modelos realizados y a la comprensión térmica del problema.

Las principales conclusiones obtenidas son, por un lado, que no existe una relación directamente proporcional, como podría pensarse inicialmente, entre el número de tubos obstruidos o fuera de operación y la reducción en la capacidad de intercambio térmico y, por otro lado, que el sistema tiene capacidad para auto recuperar el 100% de la potencia térmica nominal bajo una pérdida de tubos de hasta el 30%, cuando se mantienen los caudales de sales y de agua, con mayor coste de bombeo. Esto se debe a dos motivos, por un lado, a la capacidad de la bomba (regulable en caudal y velocidad) del sistema de mantener el mismo caudal con menor número operativo de tubos de agua y por otro al sistema de intercambio de calor que es capaz de aumentar la transferencia de calor por unidad de área a medida que el número de tubos operativos desciende.

Esto es debido a que el mantenimiento de los caudales con menor número operativo de tubos no afecta a la hidrodinámica del flujo de sales (mantiene el número de Reynolds), pero sí hace aumentar el número de Reynolds del flujo frío y, con ello, el Nusselt y, finalmente, el coeficiente de convección del lado frío (agua-vapor).

No solo es capaz de autorregularse, sino que la capacidad nominal del evaporador se ha demostrado mayor de lo establecido por el fabricante, en concreto entre un

2,5% y un 3% superior. Esto también otorga al sistema un margen de maniobra importante frente a la pérdida de tubos operativos.

Además, se ha observado que la precisión de los cálculos se ve afectada por el modelo utilizado para evaluar los coeficientes de convección. En este sentido, se ha comprobado cómo el modelo más sencillo, que se comporta de manera extraordinariamente bien cuando el evaporador se encuentra con todos sus tubos operativos, pierde precisión cuando la pérdida de tubos operativos es significativa.

Para llegar a dichas conclusiones se han realizados, como mencionado previamente, tres modelos de intercambio de calor en Excel. En ellos se llevan a cabo distintas aproximaciones al mismo problema, presentando distintos niveles de complejidad, siempre en función del número de tubos operativos.

4.2 TRABAJOS FUTUROS

El proyecto ha satisfecho los objetivos propuestos, siendo capaz de modelar el problema y resolver las incógnitas buscadas. Se ha aportado varios sistemas de cálculo perfectamente operacionales y adaptables a posibles problemas similares.

Se ha abordado el problema de la pérdida de tubos, el cálculo térmico y el análisis de complejidad-precisión. Es por ello por lo que no se vislumbran siguientes pasos a dar de manera inmediata ni trabajos futuros a realizar frente a esta problemática.

Capítulo 5. BIBLIOGRAFÍA

EY Global. 2019. EY.com. *Un brillante ejemplo de energía verde en Marruecos.* [En línea] 26 de Junio de 2019. https://www.ey.com/es_pa/infrastructure/how-ey-helped-create-shining-example-of-green-energy-in-morocco.

Gregory Nellis & Sanford Klein. 2009. *Heat Transfer.* s.l. : Cambridge University Press, 2009. p. 1148.

ISMM. 2012. ninive.ismm.edu.cu. [En línea] 2012. <http://ninive.ismm.edu.cu/bitstream/handle/123456789/3412/Quintanacharlot.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

REE. 2021. [ree.es](http://www.ree.es). *Datos.* [En línea] 12 de abril de 2021. <https://www.ree.es/es/datos/aldia>.

ANEXO I - ALINEACIÓN DEL PROYECTO CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLES (ODS)

Principalmente, el proyecto quiere contribuir al desarrollo sostenible a través del Objetivo 7, el cual busca *‘Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna’*. Como se describe en la sección de motivación para realizar el proyecto, el acceso a energía termosolar es de vital importancia para el país marroquí.

Históricamente, Marruecos ha sufrido una gran dependencia del mercado energético internacional, importando electricidad y materia prima fósil para sus grandes centrales de carbón. Recientemente, han invertido fuertemente en el desarrollo de fuentes de energía sostenible, entre ellas la energía termosolar. La estación en la que se trabaja a lo largo de todo el proyecto contribuirá a reducir dicha dependencia de fuente no renovables de energía y mejorará notablemente el desarrollo del país en este aspecto.

Mediante el buen funcionamiento de la estación solar de torre en la que trabajaremos se contribuirá a la Meta 7.2, la cual narra la necesidad de aumentar considerablemente la proporción en energía renovable en el conjunto de fuentes renovables.

Logrando un sistema de cálculo eficiente y preciso mediante el cual se facilitará el cálculo térmico en evaporadores y otros intercambiadores de calor se contribuirá a ampliar la infraestructura y mejorar la tecnología para prestar servicios energéticos modernos y sostenibles siguiendo la Meta 7.b. Esto facilitará su implementación en muchos áreas y lugares, incluyendo países en vías de desarrollo. Además, cuantificando el problema de la pérdida de tubos operativos no solo se garantizará

ANEXO I - ALINEACIÓN DEL PROYECTO CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLES (ODS)

el buen funcionamiento de la estación en cuestión, sino que se preparará a futuras estaciones con un plan de análisis en caso de sufrir problemas similares.

De forma secundaria, se contribuirá también al Objetivo 9, que busca una industrialización inclusiva y sostenible junto con la innovación y la infraestructura. En concreto siguiendo la Meta 9.1 ya que se contribuirá a desarrollar infraestructuras fiables, sostenibles, resilientes y de calidad.

Destacando la palabra resiliencia ya que el trabajo contribuye a la creación de una metodología de análisis para poder enfrentar la estación a problemas y adversidades que atenten contra su funcionamiento correcto y continuo. A continuación, en la Tabla 17 se resumen todos los objetivos mencionados.

<u>Dimensión SDG</u>	<u>SDG Identificada</u>	<u>Rol</u>	<u>Meta</u>
Medio Ambiente	SDG 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna.	Primario	7.1: Aumentar considerablemente la proporción en energía renovable en el conjunto de fuentes renovables.
Economía	SDG 9: Industrialización inclusiva y sostenible junto con la innovación y la infraestructura.	Secundario	9.1: Desarrollar infraestructuras fiables, sostenibles, resilientes y de calidad.
Sociedad	SDG 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna.	Secundario	7.b: Ampliar la infraestructura y mejorar la tecnología para prestar servicios energéticos modernos y sostenibles

Tabla 17 - Resumen alineación ODS

Fuente: Elaboración Propia

*ANEXO I - ALINEACIÓN DEL PROYECTO CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO
SOSTENIBLES (ODS)*

Con el correcto funcionamiento del evaporador de 124 MW, la estación termosolar será capaz de conseguir:

- 150 Mwe de potencia y 7,5 horas de almacenamiento térmico
- Energía solar al año capaz de satisfacer la demanda de 120.000 hogares
- Evitar la emisión de más de 130.000 toneladas anuales de CO_2 a la atmósfera

ANEXO II – ARCHIVO EXCEL COMPLETO

Se Anexa a la memoria los cálculos y tablas de Microsoft Excel utilizados como base del trabajo en formato A3 debido a su tamaño. Incluyen los modelos: básico, tramo completo contracorrente y equicorrente y de 12 tramos. Algunos de ellos están duplicados al refinarse los datos unos en base a otros. Están en formato original con anotaciones y descripciones utilizadas durante su creación. Pueden estar desplazados o reducidos con el fin de presentarlos en el tamaño disponible.

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
	119,4	

Agua

Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salilda	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	ρ_{r_ce}	ρ_{r_ce}	$\rho_{r_f} \text{ agua}$	$\rho_{r_f} \text{ vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	$\mu_f \text{ agua}$	$\mu_f \text{ vapor}$
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Específico [J/kg·K]	c_{p_ce}	c_{p_cs}	$c_{p_f} \text{ agua}$	$c_{p_f} \text{ vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	$k_f \text{ agua}$	$k_f \text{ vapor}$
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	$P_{\text{entrada sales}}$		$P_{\text{entrada agua}}$	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	$\Delta p \text{ sales [bar]}$ (Permitida/calculada)		$\Delta p \text{ agua-vapor [bar]}$ (Permitida/calculada)	
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V_{sales}		V_{agua}	V_{vapor}
	0,49		2,3	N/A

Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W·m²/W]		0,000088
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]		0,000088
Heat exchanger MegaWatt [MW]		124,961

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk min [mm]	2,108
Thk medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Picth [mm]	23,182

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

q'(1)	127257257
-------	-----------

q'(1) formula intercambador de una corriente; fluido frío en cambio de fase. No válido pero me da una idea. $q = \dot{m} C (T_{ce} - T_{cs})$

Cálculos preliminares:	
Potencia térmica	124961000
Calor. Esp. Medio Sales	1.513,3

Método e-NUT:	
$Cc=m^*c \text{ [W/K]}$	1303865,333
$Cf=m^*c \text{ [W/K]}$	Mayor que Cc
$qMáx=Cmin^*(Tce-Tfe) \text{ (W)}$	131168852,5
$e=q/qMáx$	0,952672815
$NUT=-\ln(1-e)$	3,050670418
UA=NUT*Cmin [W/K]	3977663,401

Es el C_{min}

124961000

Elección por configuración
 $NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

Método Logarítmico	
ΔT_1 [°C]	100,6
ΔT_2 [°C]	3
ΔT_{lm} [°C]	27,78616069
P[-]	0
R[-]	infinito
F[-]	1
UA-q/DlIm*F	4497238,802
ΔT_{lm} -F [°C]	26,1
UA [W/K]	4787777,778

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$$
$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$$

124961000

124961000

	Nos sale más alto que el de la hoja de características
--	--

Partimos de OA que es linealmente dependiente de $4I$ 1

qo	124961000
----	-----------

Page 10 of 10

qo	127001310,2
	3

--	--

qo'	127833769,7
-----	-------------

Forzamos q/qo a 1 a

Ya que los 124MW y

que dice el fabricante

Forzamos q/q_0 a 1 aunque no de eso exactamente. Ya que los 124MW y el UA=26,1 corresponden a lo que dice el fabricante aunque no cuadre con nuestro sistema de cálculo. Prestar atención a que tomamos como base q_0 real $0,975 \cdot 124\text{MW}$ que es lo que correspondería en función de nuestros cálculos.

qo	124961000	100%
qo	127001310,2	102%
qo'	127833769,7	102%

LA VARIACIÓN DE FLUJO TÉRMICO TOTAL AL DISMINUIR LOS TUBOS

[illegible]

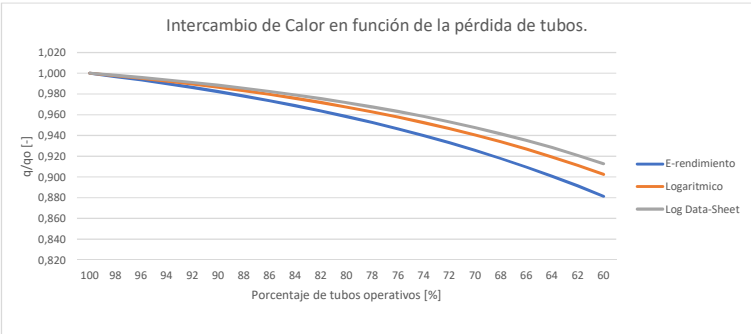
RESUMEN METODOLOGÍA:

Tenemos tres casos. En todos partimos de la 'UA' que corresponde a la inversa de la resistencia a la transmisión de calor en el evaporador. Es decir, cuanto mayor es su valor menor es su resistencia y por tanto mayor es la transmisión. Estos tres valores de UA han sido calculados a partir del valor de 'q' dado por el fabricante y obtenido de la hoja de datos y siguiendo cada uno su método particular. (logarítmico, rendimiento y logarítmico con dato de fabricante).

A medida que se desconectan tubos UA disminuye linealmente. A partir de ahí en los tres casos vamos calculando como eso modifica el total q. Se compara con el q₀ de cada caso. Este es diferente en cada caso al estimarse un UA distinto.

Como valores clave resaltar **C_{min}** y **q_{máx}** que son esenciales en el desarrollo matemático de todos los métodos.

CONCLUSIONES: Aunque la cantidad de tubos disminuye linealmente la transmisión de calor no lo hace, siendo capaz de mantener hasta un 90% de su capacidad nominal con el 60% de los tubos operativos. Esto se debe a distintos factores pero que se resumen en el sobreesfuerzo que realiza el sistema restante al desconectarse parte de él. Este comportamiento permite el buen funcionamiento en situaciones de bloqueo de tubos.



Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,f,agua}$	$\rho_{r,f,vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	$\mu_{f,agua}$	$\mu_{f,vapor}$
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Especifico [J/kg·K]	$c_{p,ce}$	$c_{p,cs}$	$c_{p,f,agua}$	$c_{p,f,vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	$k_{f,agua}$	$k_{f,vapor}$
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	Pentrada sales		Pentrada agua	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	$\Delta p_{sales} [bar]$ (Permitida/cal)	$\Delta p_{sales} [bar]$ (Permitida/cal)	$\Delta p_{agua-vapor} [bar]$ (Permitida/cal)	$\Delta p_{agua-vapor} [bar]$ (Permitida/cal)
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	v_{sales}		v_{agua}	v_{vapor}
	0,49		2,3	N/A

Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W·m ² /W]		0,000088
Fouling resistance_agua-vapor [W·m ² /W]		0,000088
Heat exchanger MegaWatt [MW]		124,961

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m ² ·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m ² ·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m ² ·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk min [mm]	2,108
Thk medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Pictth [mm]	23,182

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6
	3011,518151
Área fría [m2]	2271,680621
	2454,290394

Calculada

Calculada

Estimada por relación de radios

OBJETIVO: CÁLCULO DE LOS DISTINTOS COEFICIENTES DE CONVECCIÓN PARA EXAMINAR LA RELIACIÓN ENTRE FLUJO DE SALES Y DE VAPOR. EN ESTE CASO MANTENIENDO EL FLUJO ENTRANTE DE SAL CONSTANTE

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4
		Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	p _{r,ce}	p _{r,cs}	p _{r,f} agua	p _{r,f} vapor
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ _{ce}	μ _{cs}	μ _f agua	μ _f vapor
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Específico [J/kg·K]	c _{p,ce}	c _{p,cs}	c _{p,f} agua	c _{p,f} vapor
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k _{ce}	k _{cs}	k _f agua	k _f vapor
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r _{agua}	r _{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	P _{entrada} sales		P _{entrada} agua	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	Δp sales [bar] (Permitida/calc)		Δp agua-vapor [bar] (Permitida/calc)	
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V _{sales}		V _{agua}	V _{vapor}
	0,49		2,3	N/A

viscosidad cinemática [m²2/s]	0,00084034	0,001304852
Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W·m²/W]		0,000088
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]		0,000088
Heat exchanger MegaWatt [MW]		124,961

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk_min [mm]	2,108
Thk_medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Picth [mm]	23,812

	Dato obtenido hoja de datos
Área Caliente [m2]	3253,6
	3011,5
Área fría [m2]	2271,7
	2454,3

Calculada

Calculada

Estimada por relación de ratios

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_{cond} = $\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL}$

R_{suc f}''
A_f

R_tubos [K/W]	5,47047E-08
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,58556E-08

	N tubes [-]	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427	2368	2309	2250	2220
	N tubes [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	75
	N plugged tubes [-]	0	59	118	178	237	296	355	414	474	533	592	651	710	740
	N plugged tubes [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
	A _c [m²] hot area	3254	3189	3123	3058	2993	2928	2863	2798	2733	2668	2603	2538	2473	2440
	A _f [m²] cold area	2454	2405	2356	2307	2258	2209	2160	2111	2062	2013	1963	1914	1865	1841
**	Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
	Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
1	Área de paso sales por carcasa [m²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
2	Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
3	Hydraulic diameter [m]	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
4	Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
	Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
5	Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
	Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3590	3566	3542	3518	3494	3470	3446	3421	3397	3372	3347	3322	3297
	q [W] Dato	124961000	122461780	119962560	117463340	114964120	112464900	109965680	107466460	104967240	102468020	99968800	97469580	94970360	93720750
6	Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,1	381,0	381,0	380,9	380,8	380,7	380,7	380,6	380,5	380,4	380,3	380,2	380,2
7	μ _p [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtre	0,0020814	0,0020821	0,0020827	0,0020834	0,0020841	0,0020848	0,0020855	0,0020863	0,0020870	0,0020878	0,0020886	0,0020894	0,0020902	0,0020910
8	Nusselt caliente [-]	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
9	h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3723	3723	3722	3722	3722	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3721	3721	3720
10	Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,256E-08	8,425E-08	8,601E-08	8,784E-08	8,976E-08	9,175E-08	9,384E-08	9,603E-08	9,832E-08	1,007E-07	1,032E-07	1,059E-07	1,087E-07	1,102E-07
1	q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
2	h _f [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20392	20540	20698	20877	21061	21252	21449	21653	21874	22118	22372	22636	22911	23053
3	Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,99809E-08	2,02417E-08	2,05057E-08	2,07624E-08	2,10284E-08	2,12402E-08	2,15866E-08	2,18805E-08	2,21751E-08	2,24654E-08	2,27656E-08	2,3077E-08	2,34E-08	2,3566E-08
1	UA [W/m²·K]	4,542E+06	4,502527E+06	4,4619E+06	4,42065E+06	4,37846E+06	4,33531E+06	4,29114E+06	4,24594E+06	4,19982E+06	4,15285E+06	4,10471E+06	4,05536E+06	4,00476E+06	3,97892E+06
2	C _c [W/K]	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865
	C _f [W/K]	4401470,024	INFINITO												
	C _{min} /C _{max} [-]	0,29623406	0												
3	NUT [-]	3,484	3,453	3,422	3,390	3,358	3,325	3,291	3,256	3,221	3,185	3,148	3,110	3,071	3,052
4	ε [-]	0,969	0,968	0,967	0,966	0,965	0,964	0,963	0,961	0,960	0,959	0,957	0,955	0,954	0,953
4	q _{max} [W]	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853	131168853
5	q [W] (2)	127143183	127018178	126886763	126749166	126603810	126450219	126287657	126115457	125933530	125741459	125537353	125320132	125088676	124966997
1	T _{cs} [°C] caliente salida	343,1	360,5	360,6	360,7	360,7	360,8	360,9	361,1	361,2	361,3	361,4	361,6	361,7	361,8
2	c _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1508,7	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,8	1508,9	1508,9	1508,9	1508,9	1508,9
1	c _p [J/kg·K]	1513,3	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,6	1514,7	1514,7
2	T _{cs} [°C] caliente salida	343,1	343,3	343,4	343,5	343,6	343,7	343,8	344,0	344,1	344,2	344,4	344,6	344,7	344,8
	T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	381,3	381,2	381,1	380,9	380,7	380,5	380,4	380,2	380,0	379,8	379,5	379,3	379,1	379,0
	μ _s [N/kg·s]	0,0024411	0,0024394	0,0024384	0,0024374	0,0024364	0,0024353	0,0024341	0,0024328	0,0024315	0,0024301	0,0024286	0,0024271	0,0024254	0,0024245
	μ [N/kg·s] viscosity	0,0019806	0,0019797	0,0019793	0,0019788	0,0019782	0,0019777	0,0019771	0,0019765	0,0019758	0,0019751	0,0019744	0,0019736	0,0019727	0,0019723
	μ _s sales [N/kg·s]	0,0020797	0,0020808	0,0020823	0,0020839	0,0020856	0,0020873	0,0020890	0,0020909	0,0020928	0,0020947	0,0020968	0,0020989	0,0021012	0,0021023
	Prandtl_e [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
	Prandtl_s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
	Prandtl_s [-]	7,229	7,236	7,233	7,229	7,226	7,222	7,219	7,215	7,210	7,206	7,201	7,196	7,191	7,188
	Prandtl [-] hot side	5,804	5,808	5,806	5,805	5,803	5,801	5,799	5,797	5,795	5,793	5,790	5,788	5,785	5,784
	Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	Reynolds [-] hot side	9509	9513	9515	9518	9520	9523	9526	9529	9532	9536	9539	9543	9547	9549
	Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	Nusselt [-] hot side	99,1	99,1	99,1	99,1	99,1	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0
	k_s [W/m·°C]	0,5086	0,5087	0,5087	0,5087	0,5087	0,5087	0,5088	0,5088	0,5088	0,5088	0,5089	0,5089	0,5089	0,5090
	k [W/m·°C] hot side	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5183	0,5183	0,5183	0,5183	0,5183	0,5183
3	h _f [W/m²·K] hot side, salt	3728	3729	3729	3728	3728	3728	3727	3727	3727	3726	3726	3726	3725	3725
	Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,2454E-08	8,4109E-08	8,5868E-08	8,7701E-08	8,9614E-08	9,1613E-08	9,3703E-08	9,5890E-08	9,8181E-08	1,0058E-07	1,0311E-07	1,0576E-07	1,0856E-07	1,1001E-07
	q" [W/m²] interior tubos	51804	52810	53854	54940	56070	57247	58473	59751	61085	62480	63938	65464	67062	67890
4	h _f [W/m²·K] cold side, water-steam	20148	20305	20477	20653	20836	21025	21221	21436	21669	21912	22164	22426	22700	22841
1	Resistencia convectiva lado frío [K/W]	2,0223E-08	2,0476E-08	2,0727E-08	2,0988E-08	2,1256E-08	2,1533E-08	2,1819E-08	2,2102E-08	2,2385E-08	2,2677E-08	2,2979E-08	2,3293E-08	2,3618E-08	2,3785E-08
	UA [W/m²·K]	4539599	4500606	4460268	4418993	4376804	4333640	4289479	4244499	4198621	4151640	4103486	4054119	4003513	3977716
	c _p														



Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas
Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
	119,4	Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

Propiedades Fluidos				
Sales Fun.		Agua/vapor		
Entrada	Salida	Agua	vapor	
Densidad Relativa (-)	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,f,agua}$	$\rho_{r,f,vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	μ_f agua	μ_f vapor
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Especifico [J/kg·K]	$c_{p,ce}$	$c_{p,cs}$	$c_{p,f,agua}$	$c_{p,f,vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	k_f agua	k_f vapor
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	Pentrada sales		Pentrada agua	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	Δp sales [bar]	(Permitida/cal)	Δp agua-vapor [bar]	(Permitida/cal)
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	Vsales		Vagua	Vvapor
	0,49		2,3	N/A

scosidad cinemática [m^2/2]	0,00084034	0,00130485
Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W-m^2/W]	0,000088	R" ensuc
Fouling resistance_agua-vapor [W-m^2/W]	0,000088	
Heat exchanger MegaWatt [MW]	124,961	

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m^2·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m^2·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m^2·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk_min [mm]	2,108
Thk_medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Pitch [mm]	23,812

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6
	3011,5
Área fría [m2]	2271,7
	2454,3

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	5,4705E-08
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,5856E-08

$R_{cond} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi kL}$

$\frac{R_{suc,f}''}{A_f}$

	N tubos [-]	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427	2368	2309	2250	2220
	N tubos [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	75
	N plugged tubes [-]	0	59	118	178	237	296	355	414	474	533	592	651	710	740
	N plugged tubes [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
	A _c [m²] hot area	3254	3189	3123	3058	2993	2928	2863	2798	2733	2668	2603	2538	2473	2440
	A _f [m²] cold area	2454	2405	2356	2307	2258	2209	2160	2111	2062	2013	1963	1914	1865	1841
	Salt mass flow rate [kg/s]	827,500	827,707	826,469	829,280	832,143	833,063	835,044	831,086	836,197	837,387	838,665	839,039	841,519	842,000
	Salt mass flow required [%]	96,0%	96,1%	95,9%	96,2%	96,6%	96,7%	96,9%	96,5%	97,1%	97,2%	97,3%	97,4%	97,7%	97,7%
1	Área de paso sales por carcasa [m²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
2	Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,714	0,714	0,713	0,715	0,718	0,719	0,720	0,717	0,721	0,722	0,723	0,724	0,726	0,726
3	Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
4	Reynolds [-]	9131	9133	9119	9150	9182	9192	9214	9170	9227	9240	9254	9258	9286	9291
	Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
5	Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
	Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3590	3566	3542	3518	3494	3470	3446	3421	3397	3372	3347	3322	3297
	q [W] Dato	124961000	122461780	119962560	117463340	114964120	112464900	109965680	107466460	104967240	102468020	99968800	97469580	94970360	93720750
6	Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,1	381,0	381,0	380,9	380,8	380,7	380,7	380,6	380,5	380,4	380,3	380,2	380,2
7	μ _w [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtue	0,0020814	0,0020821	0,0020827	0,0020834	0,0020841	0,0020848	0,0020855	0,0020863	0,0020870	0,0020878	0,0020886	0,0020894	0,0020902	0,0020910
8	Nusselt_caliente [-]	96,8	96,8	96,7	96,9	97,0	97,1	97,2	97,0	97,3	97,4	97,4	97,4	97,6	97,6
9	h _f [W/m²·K] lado caliente, sales	3641	3641	3638	3645	3652	3654	3658	3648	3661	3663	3666	3667	3673	3674
10	Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,441E-08	8,613E-08	8,800E-08	8,971E-08	9,149E-08	9,347E-08	9,547E-08	9,796E-08	9,995E-08	1,023E-07	1,048E-07	1,075E-07	1,101E-07	1,116E-07
1	q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
2	h _f [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20392	20540	20698	20877	21061	21252	21449	21653	21874	22118	22372	22636	22911	23053
3	Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,99809E-08	2,02417E-08	2,05057E-08	2,07624E-08	2,10284E-08	2,13026E-08	2,15866E-08	2,18805E-08	2,21751E-08	2,24654E-08	2,27656E-08	2,3077E-08	2,34E-08	2,3566E-08
1	UA [W/m²·K]	4,504E+06	4,46472E+06	4,4226E+06	4,3845E+06	4,3455E+06	4,3033E+06	4,2613E+06	4,2115E+06	4,1712E+06	4,1256E+06	4,0789E+06	4,0299E+06	3,9821E+06	3,9568E+06
2	C _c [W/K]	1252256	1252568	1250696	1254950	1259282	1260674	1263671	1257683	1265417	1267218	1269152	1269718	1273471	1274199
	C _f [W/K]	4401470,024	INFINITO												
	C _{min} /C _{max} [-]	0,284508526	0												
	NUT [-]	3,597	3,564	3,536	3,494	3,451	3,413	3,372	3,349	3,296	3,256	3,214	3,174	3,127	3,105
4	ε [-]	0,973	0,972	0,971	0,970	0,968	0,967	0,966	0,965	0,963	0,961	0,960	0,958	0,956	0,955
4	q _{max} [W]	125976928	126008384	125819987	126247970	126683798	126823773	127125340	126522879	127300959	127482137	127676676	127733655	128111207	128184379
5	q [W] (2)	122524680	122440784	122155233	122411649	122665138	122647962	122763097	122077911	122588440	122566790	122543878	122389087	122493557	122440580
1	T _{cs} [°C] caliente salida	342,8	342,8	342,9	343,1	343,2	343,3	343,5	343,5	343,7	343,9	344,0	344,2	344,4	344,5
2	C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4	1506,4	1506,4
1	C _p [J/kg·K]	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,4	1513,4	1513,4	1513,4	1513,4	1513,4
2	T _{cs} [°C] caliente salida	342,8	342,8	342,9	343,1	343,2	343,3	343,5	343,5	343,7	343,9	344,0	344,2	344,4	344,5
	T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	381,3	381,2	381,0	380,8	380,7	380,5	380,3	380,1	379,9	379,7	379,5	379,3	379,0	378,9
	μ _s [N/kg·s]	0,0024442	0,0024433	0,0024426	0,0024414	0,0024401	0,0024389	0,0024376	0,0024368	0,0024350	0,0024336	0,0024320	0,0024304	0,0024285	0,0024276
	μ [N/kg·s] viscosity	0,0019822	0,0019817	0,0019813	0,0019807	0,0019801	0,0019795	0,0019789	0,0019785	0,0019776	0,0019768	0,0019760	0,0019753	0,0019743	0,0019738
	μ _s sales [N/kg·s]	0,0020798	0,0020813	0,0020829	0,0020844	0,0020861	0,0020878	0,0020896	0,0020914	0,0020933	0,0020953	0,0020973	0,0020995	0,0021017	0,0021028
	Prandtl_e [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
	Prandtl_s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
	Prandtl_s [-]	7,239	7,236	7,234	7,230	7,226	7,222	7,218	7,215	7,210	7,205	7,200	7,195	7,189	7,186
	Prandtl [-] hot side	5,809	5,808	5,807	5,805	5,803	5,801	5,799	5,798	5,795	5,792	5,790	5,787	5,784	5,783
	Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	Reynolds [-] hot side	9126	9130	9118	9152	9186	9199	9224	9182	9243	9259	9277	9285	9317	9325
	Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	Nusselt [-] hot side	96,9	96,9	96,8	97,0	97,1	97,2	97,3	97,0	97,4	97,4	97,5	97,5	97,7	97,7
	k_s [W/m·°C]	0,5086	0,5086	0,5086	0,5086	0,5086	0,5087	0,5087	0,5087	0,5087	0,5088	0,5088	0,5088	0,5089	0,5089
	k [W/m·°C] hot side	0,5181	0,5181	0,5181	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5183	0,5183	0,5183	0,5183
3	h _f [W/m²·K] hot side, salt	3645	3646	3642	3649	3655	3657	3662	3652	3664	3667	3669	3670	3676	3677
	Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,4315E-08	8,6030E-08	8,7901E-08	8,9610E-08	9,1391E-08	9,3373E-08	9,5377E-08	9,7860E-08	9,9860E-08	1,0222E-07	1,0470E-07	1,0737E-07	1,1003E-07	1,1146E-07
	q" [W/m²] interior tubos	49923	50907	51846	53060	54326	55525	56841	57838	59463	60902	62413	63933	65671	66518
4	h _f [W/m²·K] cold side, water-steam	20148	20305	20477	20653	20836	21025	21221	21436	21669	21912	22164	22426	22700	22841
1	Resistencia convectiva lado frío [K/W]	2,0223E-08	2,0476E-08	2,0727E-08	2,0988E-08	2,1256E-08	2,1533E-08	2,1819E-08	2,2102E-08	2,2385E-08	2,2677E-08	2,2979E-08	2,3293E-08	2,3618E-08	2,3785E-08
	UA [W/m²·K]	4501566	4462032	4420170	4382023	4343030	4300845	4258888	4209292	4169235	4123573	4076846	4027877	3980092	3954838
	C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4	1506,4	1506,4
	C _p [J/kg·K] specific heat	1513,3	1513,3	1513,3											

OBJETIVO: CÁLCULO DE LOS DISTINTOS COEFICIENTES DE CONVECCIÓN PARA EXAMINAR LA RELACIÓN ENTRE FLUJO DE SALES Y DE VAPOR. EN ESTE CASO MANTENIEENDO EL FLUJO ENTRANTE DE SAL CONSTANTE

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	ρ_{r_ce}	ρ_{r_ce}	$\rho_{r_f_agua}$	$\rho_{r_f_vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	μ_{f_agua}	μ_{f_vapor}
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Específico [J/kg·K]	c_{p_ce}	c_{p_cs}	$c_{p_f_agua}$	$c_{p_f_vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	k_{f_agua}	k_{f_vapor}
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	$P_{entrada\ sales}$		$P_{entrada\ agua}$	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	$\Delta p\ sales\ [bar]$	$(Permitida/cal)$	$\Delta p\ agua-vapor\ [bar]$	$(Permitida/cal)$
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V_{sales}		V_{agua}	V_{vapor}
	0,49		2,3	N/A

scosidad cinemática [m ² //		0,00084034	0,00130485
Otros Datos Importantes			
Fouling resistance_sales [W·m ² /W]		0,000088	R'' ensuc
Fouling resistance_agua-vapor [W·m ² /W]		0,000088	
Heat exchanger MegaWatt [MW]		124,961	

MTD corrected [°C]	26,1		
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10		
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02		
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21		
Número de tubos [-]	2960		
OD [mm]	19,050	ID [mm]	14,37
Thk min [mm]	2,108		
Thk medio [mm]	2,34		
Length [m]	17		
Pitch [mm]	23,812		

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6	Calculada
	3011,5	
Área fría [m2]	2271,7	Calculada
	2454,3	Estimada por relación

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	5,4705E-08	$R_{cond} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi kL}$ $R_{suc,f}''$
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3	
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08	
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,5856E-08	

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi kL}$$

$$\frac{R''_{suc_f}}{A_f}$$

	N tubes [-]	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427	2368	2309	2250	2220
	N tubes [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	75
	N plugged tubes [-]	0	59	118	178	237	296	355	414	474	533	592	651	710	740
	N plugged tubes [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
	A _t [m ²] hot area	3254	3189	3123	3058	2993	2928	2863	2798	2733	2668	2603	2538	2473	2440
	A _f [m ²] cold area	2454	2405	2356	2307	2258	2209	2160	2111	2062	2013	1963	1914	1865	1841
	Salt mass flow rate [kg/s]	827,500	827,707	826,469	829,280	832,143	833,063	835,044	831,086	836,197	837,387	838,665	839,039	841,519	842,000
	Salt mass flow required [%]	96,0%	96,1%	95,9%	96,2%	96,6%	96,7%	96,9%	96,5%	97,1%	97,2%	97,3%	97,4%	97,7%	97,7%
1	Área de paso sales por carcasa [m ²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
2	Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,714	0,714	0,713	0,715	0,718	0,719	0,720	0,717	0,721	0,722	0,723	0,724	0,726	0,726
3	Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
4	Reynolds [-]	9131	9133	9119	9150	9182	9192	9214	9170	9227	9240	9254	9258	9286	9291
	Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
5	Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
	Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
	h _c [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3613	3590	3566	3542	3518	3494	3470	3446	3421	3397	3372	3347	3322	3297
	q [W] Dato	124961000	122461780	119962560	117463340	114964120	112464900	109965680	107466460	104967240	102468020	99966800	97469580	94970360	93720750
6	Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,1	381,0	381,0	380,9	380,8	380,7	380,7	380,6	380,5	380,4	380,3	380,2	380,2
7	μ _b [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtue	0,0020814	0,0020821	0,0020827	0,0020834	0,0020841	0,0020848	0,0020855	0,0020863	0,0020870	0,0020878	0,0020886	0,0020894	0,0020902	0,0020910
8	Nusselt_cale [-]	96,8	96,8	96,7	96,9	97,0	97,1	97,2	97,0	97,3	97,4	97,4	97,4	97,6	97,6
9	h _t [W/m ² ·K] lado caliente, sales	3641	3641	3638	3645	3652	3654	3658	3648	3661	3663	3666	3667	3673	3674
10	Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	8,441E-08	8,613E-08	8,800E-08	8,971E-08	9,149E-08	9,347E-08	9,547E-08	9,796E-08	9,995E-08	1,023E-07	1,048E-07	1,075E-07	1,101E-07	1,116E-07
1	q" [W/m ²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
2	h _f [W/m ² ·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	20967	21123	21283	21451	21644	21844	22051	22266	22489	22733	23000	23278	23422
3	Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,95739E-08	1,98295E-08	2,00931E-08	2,03664E-08	2,06461E-08	2,09167E-08	2,11963E-08	2,14856E-08	2,17847E-08	2,20948E-08	2,24041E-08	2,27118E-08	2,30311E-08	2,31947E-08
1	UA [W/m ² ·K]	4,51													

qsales [W]	122541834	122468802	122193356	122462874	122730588	122726703	122857137	122181814	122712352	122706576	122700551	122562597	122687868	122644892
qvapor [W]	122541834	122468802	122193356	122462874	122730588	122726703	122857137	122181814	122712352	122706576	122700551	122562597	122687868	122644892

q capaz de dar la sal'	127185884	CONCLUSIÓN	1,78%
q' necesario máximo vapor	122541834		-1,94%

Se ajusta para que el flujo de vapor abajo sea practicamente el 100%
--

Método "First way", Lo podemos encontrar en el scan de Mochón y en el informe. Es una manera de obtener una estimación del primer valor de

'hcaliente'

Valor estimado de partida

Nuestro Dato de Partida

$q'' = q' / A_{cold}$: ENTRADA EES

Salida EES

Método e-NUT para calcular un nuevo valor de 'q' a partir del flujo másico y la resistividad convectiva total ya conseguida ya que tenemos H_f y H_c **NUEVO 'q'**

Pequeña iteración para encontrar el verdadero valor de T_{cs} , en las distintas condiciones de tubos. Hay que iterar porque el calor específico es función de la temperatura también.

Con el nuevo valor de Tcs, corregimos las propiedades.
A posteriori hacemos en desarrollo an tico para sacar el **nuevo valor de hc**. Además con el 'q' [2] obtenido antes también vamos a EES para sacar el **nuevo valor de Hf**

Diferente al original, tiene fallo nussel

$q'' = q' / A_{\text{cold}}$: ENTRADA EES

Salida EES

Mismos que fila 35 y 36

Con los valores de $\dot{H}_{frío}$ y $\dot{H}_{cal}$ [2], utilizamos el método e-NUT para obtener un último valor de $\dot{q}$ [3]. Con este obtenemos el valor del **Flujo másico de vapor** para si poder estudiar finalmente el desempeño del evaporador en los distintos escenarios de tubos bloqueados

Modificados a ojo los valores de la masa de sal para que de apróx. 100% de vapor

Equicorriente

OBJETIVO: Dividir el calculo en dos secciones, una con flujo equicorrente y otro contracorrente (Parto de q'' es $q''/2$)

Datos Evaporador Central Térmica

DATOS AJUSTADOS A LA MITAD

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,i} \text{ agua}$	$\rho_{r,i} \text{ vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	μ_{agua}	μ_{vapor}
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Especifico [J/kg·K]	$c_{p,ce}$	$c_{p,cs}$	$c_{p,i} \text{ agua}$	$c_{p,i} \text{ vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	k_{agua}	k_{vapor}
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	$P_{\text{entrada sales}}$		$P_{\text{entrada agua}}$	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	$\Delta p \text{ sales [bar]}$	(Permitida/cal)	$\Delta p \text{ agua-vapor [bar]}$	(Permitida/cal)
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V_{sales}		V_{agua}	V_{vapor}
	0,49		2,3	N/A

Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W·m ⁻² /W]	0,000088	R" ensuc
Fouling resistance_agua-vapor [W·m ⁻² /W]	0,000088	
Heat exchanger MegaWatt [MW]	62,4805	

MTD corrected [°C]	26,1	
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10	
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02	
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21	
Número de tubos [-]	2960	
OD [mm]	19,050	ID [mm] 14,37
Thk min [mm]	2,108	
Thk medio [mm]	2,34	
Length [m]	8,5	
Picth [mm]	23,812	

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6	Calculada
	1505,8	
Área fría [m2]	1135,8	Calculada
	2454,3	Estimada por relación

HB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi kL}$$

$$\frac{R''_{suc_f}}{A_f}$$

N tubes [-]	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427	2368	2309	2250	2220
N tubes [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	75
N plugged tubes [-]	0	59	118	178	237	296	355	414	474	533	592	651	710	740
N plugged tubes [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
A _s [m²] hot area	1627	1594	1562	1529	1497	1464	1432	1399	1367	1334	1301	1269	1236	1220
A _c [m²] cold area	1227	1203	1178	1154	1129	1104	1080	1055	1031	1006	982	957	933	920
Salt mass flow rate [kg/s]	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802
Salt mass flow required [%]	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%
Área de paso sales por carcasa [m²]	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150
Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3610	3590	3566	3542	3518	3494	3470	3446	3421	3397	3372	3347	3322	3297
q [W] Data	62480500	61230890	59981280	58731670	57482060	56232450	54982840	53733230	52483620	51234010	49984400	48734790	47485180	46860375
Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,1	381,0	381,0	380,9	380,8	380,7	380,7	380,6	380,5	380,4	380,3	380,2	380,2
μ _c [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtue	0,0020815	0,0020821	0,0020827	0,0020834	0,0020841	0,0020848	0,0020855	0,0020863	0,0020870	0,0020878	0,0020886	0,0020894	0,0020902	0,0020910
Nusselt_caliente [-]	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3723	3723	3723	3722	3722	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3721	3721	3720
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,651E-07	1,685E-07	1,720E-07	1,757E-07	1,795E-07	1,835E-07	1,877E-07	1,921E-07	1,966E-07	2,015E-07	2,065E-07	2,118E-07	2,174E-07	2,203E-07
q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
h _f [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	20967	21123	21283	21451	21644	21844	22051	22266	22489	22733	23000	23278	23422
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	3,91477E-08	3,9659E-08	4,01862E-08	4,07327E-08	4,12923E-08	4,18335E-08	4,23925E-08	4,29712E-08	4,35469E-08	4,41896E-08	4,48082E-08	4,54236E-08	4,60622E-08	4,63894E-08
UA [W/m²·K]	2,655E+06	2,62834E+06	2,60069E+06	2,57249E+06	2,54379E+06	2,51475E+06	2,48513E+06	2,45492E+06	2,42408E+06	2,39261E+06	2,36061E+06	2		

qsales [W]	56613997	56590437	56565293	56538428	56509692	56478902	56445871	56410402	56372244	56331131	56286778	56238864	56186994	56159441
qvapor [W]	56613997	56590437	56565293	56538428	56509692	56478902	56445871	56410402	56372244	56331131	56286778	56238864	56186994	56159441

Intercambio en EQUICORRIENTE	56613997	CONCLUSIÓN	TOTAL:	Sobre nominal	sobre anterior modelo	
Intercambio en CONTRACORRIENTE	63845640		120459637,3	96,40%	94,71%	
			Tcs total	348,2134365		
			Ccs	1506,958512		
		Tcs final	348,2365842			

A LA MITAD

A LA MITAD

Valor estimado de partida

Nuestro Dato de Partida

 $q'' \equiv q' / A_{\text{cold}}$: ENTRADA FFS

Solido 556

Método e NUT para calcular

Método e-NU1 para calcular

resistencia convectiva total
ya conseguida ya que
tenemos H_f y H_c **NUEVO 'q'**

Pequeña iteración para encontrar el verdadero valor de T_{cs} , en las distintas condiciones de tubos. Hay que iterar porque el calor específico es función de la temperatura también.

Con el nuevo valor de Tcs, corregimos las propiedades. A posteriori hacemos en desarrollo análítico para sacr el **nuevo valor de hc**. Además con el 'q' [2] obtenido antes también vamos a EES para sacr el **nuevo valor de Hf**

 $\alpha'' \equiv \alpha' / A_{\text{cold}}$: ENTRADA FFS

Solido 556

Con los valores de $h_{frío}$ y h_{cal} [2], utilizamos el método e-NUT para obtener un último valor de q [3]. Con este obtenemos el valor del **Flujo másico de vapor** para si poder estudiar finalmente el desempeño del evaporador en los distintos escenarios de tubos bloqueados

OBJETIVO: Dividir el calculo en dos secciones, una con flujo equicorriente y otro contracorriente (Parto de q" es q"/2)

Datos Evaporador Central Térmica

DATOS AJUSTADOS A LA MITAD

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto máscio (Kg/s)	Sales	Agua/vapor
Entrada	861,604	430,902
Salida	861,604	311,542
		119,4
		Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salilda	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	$P_{r,ce}$	$P_{r,cs}$	$\rho_{r,f,agua}$	$\rho_{r,f,vapor}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	μ_f agua	μ_f vapor
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Especifico [J/kg·K]	$c_{p,ce}$	$c_{p,cs}$	$c_{p,f,agua}$	$c_{p,f,vapor}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	k_f agua	k_f vapor
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	Pentrada sales		Pentrada agua	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	Δp sales [bar]	(Permitida/cal	Δp agua-vapor [bar]	(Permiti
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	Vsales		Vagua	Vvapor
	0,49		2,3	N/A

scosidad cinemática [m²/2/	0,00084034	0,00130485
Otros Datos Importantes		
Fouling resistance_sales [W·m²/W]		0,000088
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]		0,000088
Heat exchanger MegaWatt [MW]		62,4805

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk min [mm]	2,108
Thk medio [mm]	2,34
Length [m]	8,5
Picth [mm]	23,812

	Dato obtenido hoja de datos

Área Caliente [m2]	3253,6
	1505,8
Área fría [m2]	1135,8
	2454,3

Calculada
Calculada

Estimada por relación de radios

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	1,0941E-07
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,5856E-08

$$R_{cond} = \frac{\ln \frac{r_1}{r_2}}{2\pi kL}$$
$$\frac{R_{suc,f}}{A_f}$$

Contracorriente

N tubes [-]	2960	2901	2842	2782	2723	2664	2605	2546	2486	2427	2368	2309	2250	2220
N tubes [%]	100	98	96	94	92	90	88	86	84	82	80	78	76	75
N plugged tubes [-]	0	59	118	178	237	296	355	414	474	533	592	651	710	740
N plugged tubes [%]	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	25
A _c [m²] hot area	1627	1594	1562	1529	1497	1464	1432	1399	1367	1334	1301	1269	1236	1220
A _f [m²] cold area	1227	1203	1178	1154	1129	1104	1080	1055	1031	1006	982	957	933	920
** Salt mass flow rate [kg/s]	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802	430,802
Salt mass flow required [%]	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%	50,0%
1 Área de paso sales por carcasa [m²]	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150	0,3150
2 Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743	0,743
3 Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377	0,01377
4 Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786	5,786
5 Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3590	3566	3542	3518	3494	3470	3446	3421	3397	3372	3347	3322	3297
q [W] Dato	62480500	61230890	59981280	58731670	57482060	56232450	54982840	53733230	52483620	51234010	49984400	48734790	47485180	46860375
6 Temp. superficial caliente [°C]	381,2	381,1	381,0	381,0	380,9	380,8	380,7	380,6	380,5	380,4	380,3	380,2	380,2	380,2
7 μ _p [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtre	0,0020814	0,0020821	0,0020827	0,0020834	0,0020841	0,0020848	0,0020855	0,0020863	0,0020870	0,0020878	0,0020886	0,0020894	0,0020902	0,0020910
8 Nusselt_caliente [-]	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
9 h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3723	3723	3722	3722	3722	3722	3722	3722	3721	3721	3721	3721	3721	3720
10 Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,651E-07	1,685E-07	1,720E-07	1,757E-07	1,795E-07	1,835E-07	1,877E-07	1,921E-07	1,966E-07	2,015E-07	2,065E-07	2,118E-07	2,174E-07	2,203E-07
1 q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915	50915
2 h _f [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	20816	20967	21123	21283	21451	21644	21844	22051	22266	22489	22733	23000	23278	23422
3 Resistencia convectiva [K/W] lado frío	3,91477E-08	3,9659E-08	4,01862E-08	4,07327E-08	4,12923E-08	4,18335E-08	4,23925E-08	4,29712E-08	4,35695E-08	4,41896E-08	4,48082E-08	4,54236E-08	4,60622E-08	4,63894E-08
1 UA [W/m²·K]	2,655E+06	2,62834E+06	2,60069E+06	2,57249E+06	2,54379E+06	2,51475E+06	2,48513E+06	2,45492E+06	2,42408E+06	2,39261E+06	2,36061E+06	2,32807E+06	2,29481E+06	2,27789E+06
2 C _c [W/K]	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933	651933
C _f [W/K]	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
C _{min} /C _{max} [-]	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703	0,14811703
3 NUT [-]	4,073	4,032	3,989	3,946	3,902	3,857	3,812	3,766	3,718	3,670	3,621	3,571	3,520	3,494
ε [-]	0,973	0,972	0,971	0,970	0,969	0,968	0,967	0,965	0,964	0,962	0,961	0,959	0,957	0,956
4 ε _{max} [W]	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426	65584426
5 q [W] (2)	63837734	63774376	63707446	63636638	63561782	63483128	63399738	63311219	63217177	63117138	63011063	62898476	62778306	62715072
1 T _{cs} [°C] caliente salida	342,7	342,8	342,9	343,0	343,1	343,2	343,3	343,4	343,5	343,6	343,8	344,0	344,1	344,4
2 C _{p,s} [J/kg·K]	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,2	1506,3	1506,3	1506,3	1506,3	1506,3	1506,4	1506,4	1506,4
1 C _p [J/kg·K]	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,3	1513,4	1513,4	1513,4	1513,4	1513,4
2 T _{cs} [°C] caliente salida	342,7	342,8	342,9	343,0	343,1	343,2	343,3	343,4	343,5	343,6	343,8	344,0	344,1	344,4
T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	381,1	380,9	380,8	380,6	380,4	380,3	380,1	379,9	379,7	379,5	379,3	379,0	378,8	378,7
μ _c [N/kg·s]	0,0024449	0,0024440	0,0024430	0,0024420	0,0024409	0,0024398	0,0024386	0,0024373	0,0024359	0,0024345	0,0024329	0,0024313	0,0024295	0,0024286
μ [N/kg·s] viscosity	0,0019825	0,0019821	0,0019816	0,0019811	0,0019805	0,0019799	0,0019793	0,0019787	0,0019780	0,0019773	0,0019765	0,0019757	0,0019748	0,0019744
μ _c sales [N/kg·s]	0,0020821	0,0020836	0,0020851	0,0020866	0,0020883	0,0020900	0,0020917	0,0020935	0,0020954	0,0020974	0,0020994	0,0021015	0,0021037	0,0021048
Prandtl _c [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
Prandtl _s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
Prandtl _s [-]	7,241	7,238	7,235	7,232	7,228	7,225	7,221	7,217	7,213	7,208	7,203	7,198	7,192	7,189
Prandtl [-] hot side	5,810	5,809	5,807	5,806	5,804	5,802	5,800	5,798	5,796	5,794	5,791	5,789	5,786	5,784
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Reynolds [-] hot side	9500	9502	9504	9507	9509	9512	9515	9518	9522	9525	9529	9533	9537	9539
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Nusselt [-] hot side	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	99,0	98,9	98,9	98,9	98,9	98,9
k _s [W/m·°C]	0,5085	0,5086	0,5086	0,5086	0,5086	0,5086	0,5087	0,5087	0,5087	0,5088	0,5088	0,5088	0,5089	0,5089
k [W/m·°C] hot side	0,5181	0,5181	0,5181	0,5181	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5182	0,5183	0,5183	0,5183
3 h _c [W/m²·K] hot side, salt	3727	3726	3726	3726	3725	3725	3725	3725	3724	3724	3724	3723	3723	3723
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,6495E-07	1,6833E-07	1,7185E-07	1,7552E-07	1,7935E-07	1,8335E-07	1,8753E-07	1,9191E-07	1,9649E-07	2,0130E-07	2,0635E-07	2,1166E-07	2,1725E-07	2,2016E-07
q" [W/m²] interior tubos	52021	53030	54078	55168	56301	57480	58710	59991	61328	62725	64185	65713	67313	68142
4 h _f [W/m²·K] cold side, water-steam	21019	21356	21706	22069	22445	22836	23243	23666	24107	24566	25045	25545	26069	26339
1 Resistencia convectiva lado frío [K/W]	3,8770E-08	3,8937E-08	3,9107E-08	3,9282E-08	3,9464E-08	3,9650E-08	3,9841E-08	4,0039E-08	4,0242E-08	4,0453E-08	4,0672E-08	4,0898E-08	4,1131E-08	4,1252E-08
UA [W/m²·K]	2659323	2634486	2609127	2583216	2556728	2529656	2501980	2473669	2444710	2415067	2384724	2353651	2321834	

OBJETIVO: Calcular el total de calor transmitido teniendo en cuenta 12 tramos en equi y contra corriente.

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor		
Entrada	861,604	430,902	Var x	0,023091097
Salida	861,604	311,542	Agua	
		119,4	Vapor	
			VarT	8,133333333
Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salilida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	Propiedades Fluidos			
	Sales Fun.		Agua/vapor	
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	ρ _{r,ce}	ρ _{r,ce}	ρ _{r,t} agua	ρ _{r,t} vapor
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ _{ce}	μ _{cs}	μ _r agua	μ _r vapor
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Específico [J/kg·K]	c _{p,ce}	c _{p,cs}	c _{p,t} agua	c _{p,t} vapor
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k _{ce}	k _{cs}	k _t agua	k _t vapor
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r _{agua}	r _{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	P _{entrada sales}		P _{entrada agua}	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	Δp sales [bar] (Permitida/calculada)		Δp agua-vapor [bar] (Permitida/calculada)	
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V _{sales}		V _{agua}	V _{vapor}
	0,49		2,3	N/A
viscosidad cinemática [m^2//s]	0,000840345	0,001304852		
Otros Datos Importantes				
Fouling resistance_sales [W·m²/W]		0,000088	R'' ensuc	
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]		0,000088		
Heat exchanger MegaWatt [MW]		124,961		

MTD corrected [°C]	26,1	
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10	
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02	
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21	
Número de tubos [-]	2960	
OD [mm]	19,050	ID [mm]
Thk_min [mm]	2,108	14,37
Thk_medio [mm]	2,34	
Length [m]	17	
Picth [mm]	23,812	

Dato obtenido hoja de datos

Área Caliente [m2]	3253,6	Calculada
	3011,5	Calculada
Área fría [m2]	2271,7	mada por relación de radios
	2454,3	

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	5,47047E-08
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,58556E-08

VALORES R ajustados 12 tramos	
R_ensuciamiento caliente [K/W]	3,24564E-07
R_ensuciamiento frío [K/W]	4,50358E-07
R_tubos [K/W]	6,56456E-07
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3

Título final Dato	0,2771
Variación entalpía calculada experimental	1065182

	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ
Número de Tramo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N tubes [-]	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960	2960
N tubes [%]	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%
N plugged tubes [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N plugged tubes [%]	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
A _c [m²] hot area	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271	271
A _r [m²] cold area	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195	195
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
Área de paso sales por carcasa [m²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433
Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138
Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613
q [W] Dato	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417	10413417
Tce	441	415	397	383	372	364	358	354	350	348	346	344
Tcs(suposición)	432	407	388	374	364	356	350	346	342	340	338	336
Temp. superficial caliente [°C] Provisional	425,9	400,6	381,8	367,9	357,4	349,5	343,6	339,1	335,7	333,1	331,2	329,7
Tfe	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
Tfs	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
x _i	0,0000	0,0702	0,1225	0,1615	0,1910	0,2133	0,2301	0,2428	0,2522	0,2593	0,2646	0,2685
x _o	0,0231	0,0933	0,1456	0,1846	0,2141	0,2364	0,2532	0,2658	0,2753	0,2824	0,2877	0,2916
μ _p [N/kg·s] viscosity, wall temperatutre	0,0016589	0,0017075	0,0017733	0,0018627	0,0019853	0,0021581	0,0024074	0,0027786	0,0033581	0,0043337	0,0062038	0,0108726
Nusselt_caliente [-]	102,1	101,7	101,2	100,5	99,6	98,4	96,9	95,0	92,5	89,3	84,9	78,5
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3843	3827	3807	3781	3747	3704	3648	3575	3482	3360	3195	2954
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	9,597E-07	9,641E-07	9,692E-07	9,759E-07	9,847E-07	9,962E-07	1,012E-06	1,032E-06	1,060E-06	1,098E-06	1,155E-06	1,249E-06
q" [W/m²] interior tubo.(q/Af)	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293	53293
h _r [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	28657	26975	25708	27263	29959	31869	33244	33753	34085	35514	35911	36200
Resistencia convectiva [K/W] lado frio	1,78585E-07	1,8972E-07	1,99071E-07	1,87716E-07	1,70824E-07	1,60586E-07	1,53944E-07	1,51622E-07	1,50145E-07	1,44104E-07	1,42511E-07	1,41373E-07
UA [W/m²·K]	3,891E+05	3,868E+05	3,847E+05	3,854E+05	3,866E+05	3,864E+05	3,851E+05	3,824E+05	3,786E+05	3,740E+05	3,665E+05	3,543E+05
C _t [W/K]	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865
C _r [W/K]	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
C _{min} /C _{max} [-]	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406
NUT [-]	0,298	0,297	0,295	0,296	0,296	0,296	0,295	0,293	0,290	0,287	0,281	0,272
ε [-]	0,246	0,244	0,243	0,244	0,244	0,244	0,244	0,242	0,240	0,238	0,234	0,227
q _{max} [W]	131168853	98182399	73700747	55482815	41894703	31606323	23825381	17952434	13525477	10191914	7684303	5800965
q [W] (2)	32220442	23997838	17930908	13518673	10234490	7717832	5801633	4346295	3247458	2422301	1795557	1317837
Mvapor_o	0	30	53	70	82	92	99	105	109	112	114	116
Mvapor_gen	30	23	17	13	10	7	5	4	3	2	2	1
Mvapor_fin	30	53	70	82	92	99	105	109	112	114	116	117
X_o	0,0702	0,1225	0,1615	0,1910	0,2133	0,2301	0,2428	0,2522	0,2593	0,2646	0,2685	0,2714
T _{cs} [°C] caliente salida	415,9	396,9	382,8	372,2	364,3	358,3	353,8	350,4	347,9	346,0	344,5	343,4
c _{p,s} [J/kg·K]	1516,8	1516,8	1516,8	1516,7	1516,6	1516,4	1516,3	1516,0	1515,6	1514,9	1513,6	1510,5
c _p [J/kg·K]	1518,6	1518,6	1518,6	1518,5	1518,5	1518,4	1518,3	1518,2	1518,0	1517,7	1517,0	1515,4
T _{cs} [°C] caliente salida	416,0	397,0	382,8	372,2	364,3	358,3	353,8	350,4	347,9	346,0	344,5	343,4
T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	397,4	383,0	372,3	364,2	358,1	353,6	350,2	347,6	345,7	344,2	343,1	342,3
μ _i [N/kg·s]	0,0017527	0,0017539	0,0017561	0,0017609	0,0017676	0,0017761	0,0017878	0,0018045	0,0018305	0,0018746	0,0019577	0,0021621
μ [N/kg·s] viscosity	0,0016364	0,0016370	0,0016381	0,0016405	0,0016439	0,0016481	0,0016539	0,0016623	0,0016753	0,0016974	0,0017389	0,0018411
μ _p sales [N/kg·s]	0,0019284	0,0019320	0,0019374	0,0019480	0,0019628	0,0019818	0,0020082	0,0020463	0,0021056	0,0022065	0,0023996	0,0028885
Prandtl_e [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
Prandtl_s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
Prandtl_s [-]	5,084	5,088	5,095	5,109	5,130	5,156	5,191	5,243	5,322	5,458	5,714	6,349
Prandtl [-] hot side	4,732	4,734	4,737	4,745	4,755	4,768	4,786	4,811	4,851	4,919	5,047	5,364
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Reynolds [-] hot side	11509	11505	11497	11480	11457	11427	11387	11330	11242	11096	10831	10229
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Nusselt [-] hot side	101,1	101,1	101,1	101,0	100,9	100,7	100,5	100,2	99,8	99,0	97,8	95,0
k _s [W/m·°C]	0,5229	0,5229	0,5228	0,5227	0,5226	0,5224	0,5222	0,5218	0,5213	0,5204	0,5186	0,5144
k [W/m·°C] hot side	0,5253	0,5253	0,5253	0,5252	0,5251	0,5250	0,5249	0,5248	0,5245	0,5240	0,5232	0,5210
h _c [W/m²·K] hot side, salt	3858	3857	3855	3852	3846	3840	3831	3819	3800	3769	3714	3593
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	9,5596E-07	9,5672E-07	9,5718E-07	9,5808E-07	9,5933E-07	9,6094E-07	9,6313E-07	9,6627E-07	9,7108E-07	9,7905E-07	9,9358E-07	1,0270E-06
q" [W/m²] interior tubos	164895	122814	91765	69185	52377	39498	29691	22243	16620	12397	9189	6744
h _r [W/m²·K] cold side, water-steam	50407	40414	33480	28327	29924	31608	32827	33714	34362	34841	35192	35450
Resistencia convectiva lado frío [K/W]	1,0153E-07	1,2663E-07	1									

OBJETIVO: Calcular el total de calor transmitido teniendo en cuenta 12 tramos en flujo cruzado, ahora con el 75% de los tubos de agua operativos

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor		
Entrada	861,604	430,902	Var x	0,0230911
Salida	861,604	311,542	Agua	
		119,4	Vapor	
			VarT	8,13333333
Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

	piedades Fluidos			
	Sales Fun.	Agua/vapor		
	Entrada	Salida	Agua	vapor
Densidad Relativa (-)	$\rho_{r,ce}$	$\rho_{r,cs}$	$\rho_{r,i\text{ agua}}$	$\rho_{r,i\text{ vapor}}$
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111
Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ_{ce}	μ_{cs}	$\mu_i\text{ agua}$	$\mu_i\text{ vapor}$
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225
Calor Especifico [J/kg·K]	$c_{p,ce}$	$c_{p,cs}$	$c_{p,i\text{ agua}}$	$c_{p,i\text{ vapor}}$
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226
Cond. Térmica [W/m·°C]	k_{ce}	k_{cs}	$k_i\text{ agua}$	$k_i\text{ vapor}$
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117
Calor Latente [J/kg]			r_{agua}	r_{vapor}
			1024320	1027560
Presión de entrada (bar)	$P_{\text{entrada sales}}$		$P_{\text{entrada agua}}$	
	9		146,402	
Variación presión (bares)	$\Delta p\text{ sales [bar]}$ (Permitida/calca	$\Delta p\text{ vapor [bar]}$ (Permitida/calca		
	1,300	1,000	0,500	0,489
Velocidad (m/s)	V_{sales}	V_{agua}	V_{vapor}	
	0,49	2,3	N/A	

scosidad cinemática [m²2//	0,00084034	0,00130485		
Otros Datos Importantes				
Fouling resistance_sales [W·m²/W]	0,000088	R" ensuc		
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]	0,000088			
Heat exchanger MegaWatt [MW]	124,961			

MTD corrected [°C]	26,1		
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10		
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02		
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21		
Número de tubos [-]	2960		
OD [mm]	19,050	ID [mm]	
Thk min [mm]	2,108		14,37
Thk medio [mm]	2,34		
Length [m]	17		
Picth [mm]	23,812		

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6	Calculada
	3011,5	
Área fría [m2]	2271,7	Calculada
	2454,3	por relación de radios

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	5,4705E-08	$R_{cond} = \frac{\ln \frac{D_1}{D_2}}{2\pi kL}$
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3	
R_ensucamiento caliente [K/W]	2,7047E-08	
R_ensucamiento frio [K/W]	3,5856E-08	

LORES R ajustados 12 tram	
R_ensucamiento caliente [K/W]	4,3275E-07
R_ensucamiento frio [K/W]	6,0048E-07
R_tubos [K/W]	6,5646E-07
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3

Título final Dato	0,2771
Variación entalpía calculada experimenta	1065182

	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ
Número de Tramo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N tubos [-]	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220
N tubos [%]	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%
N plugged tubes [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N plugged tubes [%]	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%
A _c [m²] hot area	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203
A _c [m²] cold area	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
1 Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
2 Área de paso sales por carcasa [m²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
3 Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433
4 Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138
5 Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
6 Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613
q [W] Dato	24165332	17998379	13448181	10139005	7675868	5788374	4351225	3259721	2435593	1816726	1346668	988378
Tce	441	419	403	390	380	371	365	360	356	352	350	348
Tcs(suposición)	432	411	395	382	371	363	357	352	348	344	342	340
Temp. superficial caliente [°C] Provisional	403,6	390,9	380,4	371,9	365,0	359,4	354,9	351,2	348,3	345,9	343,9	342,4
Tfe	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
Tfs	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
x _i	0,0000	0,0603	0,1077	0,1449	0,1741	0,1973	0,2158	0,2305	0,2422	0,2514	0,2588	0,2646
x _o	0,0231	0,0834	0,1308	0,1680	0,1972	0,2204	0,2389	0,2536	0,2653	0,2745	0,2818	0,2876
7 μ _p [N/kg·s] viscosity, wall temperaturt	0,0018691	0,0018645	0,0018648	0,0018721	0,0018864	0,0019080	0,0019404	0,0019880	0,0020575	0,0021602	0,0023145	0,0025577
8 Nusselt caliente [-]	100,4	100,5	100,5	100,4	100,3	100,1	99,9	99,6	99,1	98,4	97,5	96,1
9 h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3779	3781	3780	3778	3774	3768	3759	3747	3729	3703	3668	3617
1 Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,301E-06	1,301E-06	1,301E-06	1,302E-06	1,303E-06	1,305E-06	1,308E-06	1,312E-06	1,319E-06	1,328E-06	1,341E-06	1,360E-06
2 q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	164895	122814	91765	69185	52377	39498	29691	22243	16620	12397	9189	6744
3 h _i [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	43654	45327	37528	32521	36008	38630	40612	42126	43286	44195	44896	45173
1 Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,56311E-07	1,50542E-07	1,81827E-07	2,09822E-07	1,89503E-07	1,7664E-07	1,6802E-07	1,61981E-07	1,5764E-07	1,54398E-07	1,51987E-07	1,51055E-07
2 UA [W/m²·K]	3,177E+05	3,184E+05	3,152E+05	3,124E+05	3,143E+05	3,153E+05	3,159E+05	3,160E+05	3,158E+05	3,153E+05	3,142E+05	3,125E+05
C _i [W/K]	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865
C _i [W/K]	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
3 C _{min} /C _{max} [-]	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406
4 NUT [-]	0,244	0,244	0,242	0,240	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242	0,242	0,241	0,240
5 ε [-]	0,207	0,207	0,206	0,204	0,205	0,206	0,206	0,206	0,206	0,206	0,205	0,204
1 q _{max} [W]	131168853	103605010	81904648	64908213	51537554	40924639	32473072	25755096	20421565	16190849	12837162	10180322
6 q [W] [Z]	27166953	21494440	16848775	13249783	10574029	8420998	6691928	5309808	4207957	3330994	2633581	2078482
A Mvapor_o	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8 Mvapor_gen												
C Mvapor_fin	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
D X_o	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
2 T _{cs} [°C] caliente salida	419,8	403,0	389,9	379,6	371,4	364,9	359,8	355,7	352,4	349,9	347,8	346,2
1 C _{p,s} [J/kg·K]	1517,4	1517,3	1517,3	1517,3	1517,2	1517,2	1517,1	1516,9	1516,8	1516,5	1516,2	1515,7
2 C _p [J/kg·K]	1518,9	1518,9	1518,9	1518,9	1518,8	1518,8	1518,7	1518,7	1518,6	1518,5	1518,3	1518,0
T _{cs} [°C] caliente salida	419,8	403,0	389,9	379,7	371,4	365,0	359,8	355,7	352,4	349,9	347,8	346,2
T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	394,9	383,3	374,5	367,5	361,7	357,2	353,6	350,8	348,5	346,7	345,3	344,2
μ _{cs} [N/kg·s]	0,0017162	0,0017181	0,0017185	0,0017196	0,0017240	0,0017291	0,0017353	0,0017434	0,0017542	0,0017693	0,0017912	0,0018248
μ _i [N/kg·s] viscosity	0,0016181	0,0016191	0,0016193	0,0016199	0,0016221	0,0016246	0,0016277	0,0016317	0,0016372	0,0016447	0,0016556	0,0016724
μ _p sales [N/kg·s]	0,0019520	0,0019562	0,0019570	0,0019596	0,0019697	0,0019814	0,0019961	0,0020152	0,0020412	0,0020776	0,0021311	0,0022143
Prandtl_e [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
Prandtl_s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
Prandtl_s [-]	4,973	4,979	4,980	4,983	4,997	5,012	5,031	5,056	5,089	5,135	5,202	5,305
Prandtl [-] hot side	4,676	4,679	4,680	4,682	4,688	4,696	4,705	4,718	4,734	4,757	4,791	4,842
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Reynolds [-] hot side	11639	11632	11631	11627	11611	11593	11571	11542	11504	11451	11375	11261
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Nusselt [-] hot side	101,0	101,0	101,0	101,0	100,9	100,8	100,7	100,5	100,3	100,1	99,7	99,1
k _s [W/m·°C]	0,5236	0,5236	0,5236	0,5236	0,5235	0,5234	0,5232	0,5231	0,5228	0,5225	0,5221	0,5214
k [W/m·°C] hot side	0,5257	0,5256	0,5256	0,5256	0,5256	0,5255	0,5255	0,5254	0,5253	0,5251	0,5249	0,5245
h _i [W/m²·K] hot side, salt	3857	3855	3855	3854	3851	3847	3842	3836	3827	3816	3799	3774
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,2750E-06	1,2755E-06	1,2756E-06	1,2759E-06	1,2770E-06	1,2783E-06	1,2799E-06	1,2820E-06	1,2849E-06	1,2888E-06	1,2944E-06	1,3030E-06
q" [W/m²] interior tubos	185377	146670	114969	90411	72153	57462	45663	36232	28713	22729	17971	14183
1 h _i [W/m²·K												

OBJETIVO: Calcular el total de calor transmitido teniendo en cuenta 12 tramos en flujo cruzado, ahora con el 75% de los tubos de agua operativos

Datos Evaporador Central Térmica

Datos Evaporador:		
Pasos por tubo:	2	Agua/vapor
Pasos por carcasa:	1	Fluido caliente, Sales Fundidas

Gasto másico (Kg/s)	Sales	Agua/vapor	
Entrada	861,604	430,902	Var x
Salida	861,604	311,542	Agua
		119,4	Vapor

Temperaturas Fluido (°C)	entrada	salida	Tce	440,6
Caliente	440,6	343	Tcs	343
frío	340	340	Tfe	340
			Tfs	340

Densidad Relativa (-)	P _{r,ce}	P _{r,cs}	P _{r,f,agua}	P _{r,f,vapor}
	1,8089	1,8714	0,6112	0,6111

Viscosidad dinámica [N/kg·s]	μ _{ce}	μ _{cs}	μ _{f,agua}	μ _{f,vapor}
	0,0015201	0,0024419	0,0000705	0,0000225

Calor Especifico [J/kg·K]	c _{p,ce}	c _{p,cs}	c _{p,f,agua}	c _{p,f,vapor}
	1.520,4	1.506,2	8.203,1	12.226

Cond. Térmica [W/m·°C]	k _{ce}	k _{cs}	k _{f,agua}	k _{f,vapor}
	0,5277	0,5086	0,4617	0,1117

Calor Latente [J/kg]			r _{agua}	r _{vapor}
			1024320	1027560

Presión de entrada (bar)	P _{entrada sales}		P _{entrada agua}	
	9		146,402	

Variación presión (bares)	Δp sales [bar]	Permitida/calor-vapor [bar]	Permitida/calor-vapor [bar]	
	1,300	1,000	0,500	0,489

Velocidad (m/s)	Vsales		Vagua	Vvapor
	0,49		2,3	N/A

scosidad cinemática [m²2//	0,00084034	0,00130485		
----------------------------	------------	------------	--	--

Otros Datos importantes		
Fouling resistance_sales [W·m²/W]	0,000088	R" ensuc
Fouling resistance_agua-vapor [W·m²/W]	0,000088	
Heat exchanger MegaWatt [MW]	124,961	

MTD corrected [°C]	26,1
Transfer rated (service) [W/m²·K]	1449,10
Transfer rated (clean) [W/m²·K]	2237,02
Transfer rated (actual) [W/m²·K]	1534,21
Número de tubos [-]	2960
OD [mm]	19,050
Thk min [mm]	2,108
Thk medio [mm]	2,34
Length [m]	17
Picth [mm]	23,812

	Dato obtenido hoja de datos
--	-----------------------------

Área Caliente [m2]	3253,6
	3011,5
Área fría [m2]	2271,7
	2454,3

IB [m] Distancia entre deflectores	1,5
Dc [m] Diametro Carcasa	2,1

R_tubos [K/W]	5,4705E-08
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3
R_ensuciamiento caliente [K/W]	2,7047E-08
R_ensuciamiento frío [K/W]	3,5856E-08

NLORES R ajustados 12 tram	
R_ensuciamiento caliente [K/W]	4,3275E-07
R_ensuciamiento frío [K/W]	6,0048E-07
R_tubos [K/W]	6,5646E-07
k_tubos (acero 347H) [W/m·K]	16,3

Título final Dato	0,2771
Variación entalpía calculada experimenta	1065182

	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ	IZQ-DER	DER-IZQ
Número de Tramo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
N tubes [-]	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220	2220
N tubes [%]	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%	75,00%
N plugged tubes [-]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
N plugged tubes [%]	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%	0,01%
A _c [m²] hot area	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203	203
A _c [m²] cold area	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147	147
Salt mass flow rate [kg/s]	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604	861,604
Salt mass flow required [%]	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
Área de paso sales por carcasa [m²]	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299	0,6299
Velocidad de paso sales por carcasa [m/s]	0,743	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433	0,7433
Hydraulic diameter [m]	0,0137699	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138	0,0138
Reynolds [-]	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507	9507
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Prandtl [-]	5,786	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857	5,7857
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613	3613
q [W] Dato	27665556	21780223	17058951	13419764	10651654	8482198	6742110	5352472	4245505	3365154	2665627	2109960
Tce	441	419	403	390	371	365	360	356	352	350	348	348
Tcs(suposición)	432	411	395	382	371	363	357	352	348	344	342	340
Temp. superficial caliente [°C] Provisional	398,9	385,7	375,6	367,5	361,0	355,8	351,7	348,4	345,8	343,8	342,2	340,9
Tfe	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
Tfs	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0	340,0
x _c	0,0000	0,0603	0,1076	0,1448	0,1740	0,1973	0,2158	0,2305	0,2421	0,2514	0,2587	0,2645
x _o	0,0603	0,1077	0,1449	0,1741	0,1973	0,2158	0,2305	0,2422	0,2514	0,2600	0,2700	0,2772
μ _{ce} [N/kg·s] viscosity, wall temperaturtue	0,0019141	0,0019265	0,0019403	0,0019598	0,0019882	0,0020266	0,0020769	0,0021442	0,0022362	0,0023657	0,0025552	0,0028488
Nusselt_calente [-]	100,1	100,0	99,9	99,8	99,6	99,3	99,0	98,5	97,9	97,2	96,1	94,7
h _c [W/m²·K] lado caliente, sales	3767	3763	3760	3754	3747	3737	3724	3707	3686	3657	3617	3563
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,306E-06	1,307E-06	1,308E-06	1,310E-06	1,313E-06	1,316E-06	1,321E-06	1,326E-06	1,334E-06	1,345E-06	1,359E-06	1,380E-06
q" [W/m²] interior tubo (q/Af)	136049	107107	83890	65993	52381	41712	33155	26321	20878	16549	13109	10376
h _f [W/m²·K] lado frío, agua-vapor [EES]	58271	49323	41986	36070	36014	38379	40173	41549	42604	43493	44334	44956
Resistencia convectiva [K/W] lado frío	1,17101E-07	1,38345E-07	1,62521E-07	1,89177E-07	1,89471E-07	1,77795E-07	1,69856E-07	1,6423E-07	1,60164E-07	1,5689E-07	1,53914E-07	1,51784E-07
UA [W/m²·K]	3,213E+05	3,190E+05	3,164E+05	3,136E+05	3,133E+05	3,141E+05	3,145E+05	3,144E+05	3,141E+05	3,133E+05	3,122E+05	3,104E+05
C _c [W/K]	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865	1303865
C _c [W/K]	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024	4401470,024
C _{conv} /C _{max} [-]	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406	0,29623406
NUT [-]	0,246	0,245	0,243	0,241	0,240	0,241	0,240	0,241	0,240	0,239	0,238	0,238
ε [-]	0,209	0,208	0,206	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,204	0,203
Q _{max} [W]	131168853	103605087	81962987	64954942	51575105	40954156	32496338	25773477	20436121	16202430	12846416	10187746
q [W] (z)	27426727	21530896	16915842	13303061	10554483	8399363	6670862	5290392	4190581	3315936	2620936	2068145
Mvapor_o	0	26	46	62	74	84	92	98	103	107	110	113
Mvapor_gen	26	20	16	12	10	8	6	5	4	3	2	2
Mvapor_fin	26	46	62	74	84	92	98	103	107	110	113	115
X_o	0,0598	0,1067	0,1435	0,1725	0,1955	0,2138	0,2283	0,2399	0,2490	0,2562	0,2619	0,2664
T _{cs} [°C] caliente salida	419,6	402,9	389,9	379,6	371,5	365,0	359,8	355,7	352,5	349,9	347,8	346,2
c _{p,s} [J/kg·K]	1517,3	1517,3	1517,3	1517,3	1517,3	1517,2	1517,1	1517,0	1516,8	1516,6	1516,2	1515,7
c _p [J/kg·K]	1518,9	1518,9	1518,9	1518,9	1518,8	1518,8	1518,7	1518,7	1518,6	1518,5	1518,3	1518,1
T _{cs} [°C] caliente salida	419,6	403,0	389,9	379,7	371,5	365,0	359,8	355,7	352,5	349,9	347,8	346,2
T _{cs,s} [°C] hot surface temperature	394,3	383,1	374,3	367,3	361,7	357,1	353,6	350,7	348,5	346,7	345,3	344,2
μ _{ce} [N/kg·s]	0,0017180	0,0017185	0,0017191	0,0017203	0,0017235	0,0017284	0,0017345	0,0017424	0,0017531	0,0017679	0,0017896	0,0018229
μ [N/kg·s] viscosity	0,0016191	0,0016193	0,0016196	0,0016202	0,0016218	0,0016242	0,0016273	0,0016312	0,0016366	0,0016440	0,0016549	0,0016715
μ _{ce} sales [N/kg·s]	0,0019573	0,0019585	0,0019603	0,0019633	0,0019711	0,0019829	0,0019977	0,0020170	0,0020433	0,0020801	0,0021341	0,0022182
Prandtl_e [-]	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380	4,380
Prandtl_s a 343 °C [-]	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232	7,232
Prandtl_s [-]	4,979	4,980	4,982	4,985	4,995	5,010	5,029	5,053	5,085	5,131	5,197	5,299
Prandtl [-] hot side	4,679	4,680	4,681	4,683	4,687	4,695	4,704	4,716	4,733	4,755	4,788	4,839
Rango de Prandtl	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Reynolds [-] hot side	11632	11631	11628	11624	11613	11595	11574	11546	11508	11456	11381	11268
Rango Reynolds	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
Nusselt [-] hot side	101,0	101,0	101,0	100,9	100,9	100,8	100,7	100,5	100,3	100,0	99,6	99,1
k _s [W/m²·°C]	0,5236	0,5236	0,5236	0,5236	0,5235	0,5234	0,5233	0,5231	0,5229	0,5226	0,5221	0,5214
k [W/m²·°C] hot side	0,5256	0,5256	0,5256	0,5256	0,5256	0,5255	0,5255	0,5254	0,5253	0,5251	0,5249	0,5246
h _c [W/m²·K] hot side, salt	3855	3855	3854	3853	3851	3847	3842	3835	3827	3815	3799	3773
Resistencia convectiva lado caliente [K/W]	1,2756E-06	1,2757E-06	1,2759E-06	1,2763E-06	1,2771E-06	1,2784E-06	1,2800E-06	1,2822E-06	1,2850E-06	1,2889E-06	1,2946E-06	1,3032E-06
q" [W/m²] interior tubos	187149	146918	115427	90775	72020	57314	45519	36100	28595	22627	17884	14112
h _f [W/m²·K] cold side, water-steam	58031	49062	41837	35941	359							