



Trabajo Fin de Grado

Diseño del evaporador de un ciclo orgánico
Rankine para el accionamiento de un sistema
de captura de CO_2 en motores

Design of the evaporator of an organic Rankine
cycle to drive a CO_2 capture system in engines

Autor

Raúl Alvira Oliva (720442)

Director/es

Alexander García Mariaca

Eva M^a Llera Sastresa

Ingeniería Mecánica

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2025

Diseño del evaporador de un ciclo orgánico Rankine para el accionamiento de un sistema de captura de CO₂ en motores

RESUMEN

Este documento sirve de explicación de cómo se ha diseñado el evaporador de un Ciclo Rankine Orgánico (ORC en inglés) que forma parte de un sistema de captura de CO₂ proveniente de los gases de escape del motor de un vehículo. El ORC proporciona parte de la energía que el sistema necesita para accionar los dispositivos mecánicos. Esta energía se produce en a través de un expansor que se encuentra a la salida de un intercambiador evaporador donde un fluido de trabajo, que pasa a través de un banco de tubos, se calienta al captar la energía proveniente de los gases de escape del motor del vehículo en el que el sistema irá acoplado el sistema. En el interior del evaporador los gases de escape inciden perpendicularmente a los tubos por los que circula el fluido de trabajo, de forma que se incrementa su entalpía hasta alcanzar estado de vapor sobrecalentado para posteriormente transformarse en trabajo en el expansor.

Los cálculos térmicos del intercambiador se han llevado a cabo con el software EES considerando que el sistema de captura se encuentra en el punto de funcionamiento más crítico y posteriormente se han trasladado los parámetros dimensionales obtenidos al límite inferior para comprobar su funcionamiento. Una vez realizado el análisis térmico, en el que se pone especial énfasis en el proceso de ebullición que se producirá en el interior de los tubos, se realiza un análisis mecánico del equipo para comprobar su resistencia a los esfuerzos a los que se verá sometido el intercambiador durante su vida útil. Validado térmica y mecánicamente el evaporador, se trasladan los resultados al software de diseño Inventor para obtener los planos con los que se fabricarán las distintas piezas del evaporador, posteriormente se estiman sus costes y se determina la viabilidad del equipo diseñado.

SIMBOLO	DESCRIPCIÓN
$h_{sp} \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$	Coeficiente de convección en la región de líquido saturado.
$T_{sat} [K]$	Temperatura de saturación del fluido orgánico.
$T_{sup.int.tubo} [K]$	Temperatura de la superficie interna del tubo.
$T_{fprom} [K]$	Temperatura promedio del fluido orgánico.
Nu	Número adimensional de Nusselt.
$k \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$	Conductividad del material de la tubería.
$D [m]$	Longitud característica del objeto, puede ser interior o exterior.
$h_f \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$	Coeficiente de convección de ebullición del fluido orgánico
Re	Número adimensional de Reynolds.
$\rho_f \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Densidad volumétrica del fluido.
$\mu \left[\frac{kg}{ms} \right]$	Viscosidad dinámica del fluido.
$V_{máx} \left[\frac{m}{s} \right]$	Velocidad máxima del gas en el banco de tubos.
$Ve \left[\frac{m}{s} \right]$	Velocidad de entrada al banco de tubos.
$Ad [m^2]$	Área entre los tubos en el plano diagonal a la entrada del gas.
$At [m^2]$	Área entre los tubos en el plano frontal a la entrada del gas.
$q'' \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$	Intercambio de calor en relación con el área producido por la ebullición en el interior de los tubos.
$\mu_{f,sat} \left[\frac{kg}{ms} \right]$	Viscosidad dinámica del líquido saturado a T_{sat} .
$h_{fg} \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	Entalpía de vaporización del fluido orgánico a T_{sat} .
$g \left[\frac{m}{s^2} \right]$	Gravedad
$\rho_{l-v} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Diferencia entre la densidad volumétrica del líquido saturado y el vapor saturado a T_{sat} .
$\sigma \left[\frac{N}{m} \right]$	Tensión superficial del fluido orgánico a T_{sat} .
$c_{pl} \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	Calor latente de vaporización del líquido saturado a T_{sat} .
$\Delta T_e [K]$	Exceso de temperatura. $T_{sup.int.tubo} - T_{sat}$
$C_{s,f}$	Constante experimental dependiente de la combinación superficie-fluido
Pr_f	Número de Prandlt del líquido saturado a T_{fprom}
$Q_f [kW]$	Calor total intercambiado entre ambos fluidos en todo el IdC.
$l [m]$	Longitud de los tubos.
N	Número de tubos del IdC.
$d_i [m]$	Diámetro del tubo, puede ser interior o exterior.
G_{sl}	Interacción entre el cobre el fluido orgánico
$\dot{m}'' \left[\frac{kg}{sm^2} \right]$	Flujo másico del fluido orgánico por unidad de área
$f(Fr)$	Parámetro de estratificación de las fases de vapor y de líquido en función del número de Froude evaluado en la fase de líquido
\bar{X}	Título del fluido.
X	Su origen es el punto en el que el título comienza a ser mayor que 0.
$e [mm]$	Espesor de los tubos.

$\sigma_\theta [MPa]$	Tensión en la componente angular del tubo.
$\sigma_r [MPa]$	Tensión en la dirección radial del tubo.
$\sigma_z [MPa]$	Tensión en la dirección longitudinal del tubo.
$C_{s,VM}$	Coeficiente de seguridad según Von Misses
$C_{s,CM}$	Coeficiente de seguridad según la tensión cortante máxima
$W_{zz} [mm^3]$	Modulo resistente a flexión
$T_{c,e} [^{\circ}C]$	Temperatura de entrada de los gases de escape al IdC
$T_{c,s} [^{\circ}C]$	Temperatura de salida de los gases de escape del IdC
$T_{f,e} [^{\circ}C]$	Temperatura de entrada del fluido de trabajo al IdC
$T_{f,s} [^{\circ}C]$	Temperatura de salida del fluido de trabajo al IdC
$P_{c,e} [bar]$	Presión de entrada de los gases de escape al IdC
$P_{f,e} [bar]$	Presión de entrada del fluido de trabajo al IdC
$P_{c,s} [bar]$	Presión de salida de los gases de escape al IdC
$P_{f,s} [bar]$	Presión de entrada del fluido de trabajo al IdC
$\dot{m}_c \left[\frac{kg}{s} \right]$	Flujo másico de los gases de escape
$\dot{m}_f \left[\frac{kg}{s} \right]$	Flujo másico del fluido de trabajo
$h_{f,prom} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	Entalpia promedio del fluido de trabajo
$c_{p,pelicula} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	Calor específico de los gases de escape a la temperatura de película
$\mu_c \left[\frac{kg}{ms} \right]$	Viscosidad dinámica de los gases de escape a la temperatura de película
Pr_c	Numero de prandtl de los gases de escape a la temperatura de película
$\rho_c \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Densidad volumétrica de los gases de escape a la temperatura de película
$k_c \left[\frac{kW}{m^2K} \right]$	Conductividad térmica de los gases de escape a la temperatura de película
$C_{min} \left[\frac{kW}{K} \right]$	Capacidad calorífica menor de los gases de escape
$Q_{máx} [kW]$	Transferencia de calor máxima posible del IdC
n_t	Número máximo de tubos por columna en la dirección transversal de los gases de escape
n_l	Número de columnas de tubos del IdC
$\theta [^{\circ}]$	Ángulo entre la horizontal y el plano formado por la unión de los centros de los tubos de 2 filas consecutivas
$S_t [m]$	Distancia entre los centros de los tubos de una misma columna
$S_l [m]$	Distancia horizontal entre los centros de los tubos de dos columnas consecutivas
$S_d [m]$	Distancia entre los centros de los tubos de dos columnas en el plano diagonal
$A_d [m^2]$	Área entre dos filas consecutivas de tubos en el plano diagonal
$A_t [m^2]$	Área entre dos tubos de una misma columna
$A_{frontal} [m^2]$	Superficie de los tubos de la 1 ^a fila sobre la que inciden los gases de escape
$Altura [m]$	Altura total del IdC
$Profundidad [m]$	Profundidad total del IdC
$Volumen [m^3]$	Volumen total del IdC
β_{compac}	Relación entre el área de intercambio total y el volumen del IdC
$\rho_{ce} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Densidad volumétrica de los gases de escape al comienzo del banco de tubos

Nu_c	Número de Nusselt de los gases de escape.
$V_{máx} \left[\frac{m}{s} \right]$	Velocidad máxima de los gases de escape en el banco de tubos
Pr_c	Numero de Prandtl de los gases de escape
$h_c \left[\frac{kW}{m^2 K} \right]$	Coeficiente de convección de los gases de escape

ÍNDICE DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	9
2.	OBJETIVOS	11
3.	METODOLOGÍA.....	12
4.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS TÉRMICOS.....	13
A.	ELECCIÓN DEL TIPO DE CICLO RANKINE	13
B.	PROCESO DE EBULLICIÓN EN LA CONVECCIÓN FORZADA INTERIOR.....	15
C.	CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR EN UN BANCO DE TUBOS	19
D.	MÉTODO NTU- ϵ	21
5.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS MECÁNICOS.....	22
A.	ENSAMBLAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	22
B.	COMPROBACIONES MECÁNICAS.....	23
6.	ANALISIS TÉRMICO	26
A.	INTRODUCCIÓN	26
B.	ANÁLISIS DE LA CFI EN EL PUNTO DE MÁXIMA OPERACIÓN	28
C.	ANÁLISIS DE LA CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA (CFE) EN EL PUNTO DE MAXIMA OPERACIÓN	31
7.	ANALISIS MECÁNICO	38
8.	ESTIMACIÓN DE LOS COSTES DE FABRICACIÓN	40
9.	CONCLUSIONES	42
10.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	44
11.	ANEXO I	46
12.	ANEXO II	53

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. Valores térmicos de partida.	27
Tabla 3. Dimensiones iniciales.	28
Tabla 4. Características del fluido.	29
Tabla 5. Número de Reynolds y de Nusselt.	29
Tabla 6. Relaciones entre el tubo y el fluido de trabajo.	30
Tabla 7. Cálculo del coeficiente de convección global de la CFI.	31
Tabla 8. Flujos máicos de los gases de escape.	32
Tabla 9. Propiedades de los gases de escape.	33
Tabla 10. Resultados del método NTU.	33
Tabla 11. Geometría óptima.	34
Tabla 12. Dimensiones del banco de tubos.	35
Tabla 13. Características del flujo a la entrada del banco de tubos.	36
Tabla 14. Parámetros de la ecuación de Zakauskas y cálculo de h_c	36
Tabla 15. Datos de partida.	38
Tabla 16. Tensiones de Von Misses y τ_{\max}	38
Tabla 17. Coeficientes de seguridad.	39
Tabla 18. Tensiones debidas al peso de los tubos y el del fluido.	39
Tabla 19. Costes de materiales.	41
Tabla 20. Costes de fabricación.	41

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de un ciclo Rankine [3].....	13
Figura 2. Diagrama T-s según el tipo de fluido del ciclo Rankine [3].	14
Figura 3. Esquema de un ORC y su diagrama T-s [4].....	14
Figura 4. Funcionamiento del intercambiador. [Elaboración propia].....	15
Figura 5. Proceso de nucleación de las burbujas [6].....	18
Figura 6. Evolución de hf según el estado del fluido [Elaboración propia a partir de [7]]	18
Figura 7. Geometría de un banco de tubos [6]	20
Figura 8. Detalle de la unión soldada a tope. [Elaboración propia]	22
Figura 9. Sección longitudinal del intercambiador. [Elaboración propia]	23
Figura 10. Parámetros de cálculo de un cilindro a presión [Elaboración propia].....	24
Figura 11. Relación eficiencia-NTU [5].....	34
Figura 12. círculo de Mohr [Elaboración propia]	38

1. INTRODUCCIÓN

Las emisiones de gases de efecto invernadero provocadas por el transporte son un problema serio para el medio ambiente. Aunque hay opciones para reducir estas emisiones, como mejorar la eficiencia de los vehículos, usar coches eléctricos o combustibles alternativos, todavía no están lo suficientemente desarrolladas o extendidas para solucionar el problema por completo. Por ejemplo, en España, los coches eléctricos solo representan alrededor del 5% del total, a pesar de los planes que existen para aumentar esa cifra [1]. Además, el hidrógeno, que podría ser una alternativa, tiene limitaciones prácticas, como el tamaño de los depósitos, por lo que solo es viable para transporte pesado o vehículos muy grandes [2].

Por eso, además de estas opciones, también se podría pensar en incorporar a los vehículos tecnologías de captura de las emisiones de CO₂ que se generan para minimizar su impacto.

Estos sistemas de captura son de diversos tipos, pero todos ellos tienen en común la necesidad de consumir energía para almacenar como gas comprimido el CO₂ capturado.

En el caso que se presenta en este trabajo se trata de un sistema de captura de CO₂ en el que parte de la energía que consume sea producida en un Ciclo Rankine Orgánico (ORC por sus siglas en inglés), que al igual que en las centrales de generación de energía, se valga de las altas temperaturas de los gases de escape de la unidad de potencia para calentar en un intercambiador de calor (en adelante IdC) un fluido cuya energía adquirida será utilizada para generar la energía mecánica que accionará el compresor antes mencionado.

En concreto se va a diseñar un IdC que irá acoplado al conducto de evacuación de los gases de escape procedentes de la unidad de potencia del vehículo para absorber de ellos la energía que el ORC, del que forma parte el IdC, necesita para la captura del CO₂ dichos gases. El sistema de captura de CO₂ forma parte de un proyecto de investigación que busca reducir las emisiones responsables del efecto invernadero provocadas por los motores de combustión interna de una forma viable económica y comercialmente.

En dicho proyecto se ha realizado el diseño conceptual del sistema de captura y del ciclo ORC a través de la simulación de los flujos de materia y energía para un motor de combustión interna real. El diseño del IdC que se va a realizar en este trabajo parte

de las variables obtenidas en las simulaciones como el calor intercambiado, los flujos másicos, el área total de intercambio, las temperaturas de entrada y salida del fluido de trabajo y la de entrada de los gases de escape. Posteriormente, seleccionando un diámetro de tubo y una longitud lo más comunes posible para disminuir los costes de fabricación, se debe realizar un análisis térmico, mecánico y de costes para comprobar su viabilidad técnica, económica, constructiva y de acoplamiento a los vehículos a los que se pretende incorporar el sistema de captura de CO₂. El diseño del IdC se basará en tres criterios principales: maximización del área frontal de los tubos respecto al fluido caliente teniendo en cuenta las turbulencias producidas por los tubos, colocación de los tubos (al tresbolillo o alineados) y que la relación altura/profundidad sea la mayor posible.

Debido a que las condiciones de trabajo serán muy variadas y cambiarán muy rápido, ya que la carga del equipo es directamente proporcional al trabajo desarrollado por el motor, el diseño no debe centrarse en un único punto de operación sino en un rango que se solape lo máximo posible con el rango de operación de los motores. Por ello entre el punto de operación a máxima potencia y el de mínima potencia habrá una gran diferencia, sobre todo en las características del fluido frío, durante el proceso de intercambio de calor en el interior de los tubos.

Este documento explica de forma detallada como se ha diseñado, partiendo de unos datos e hipótesis iniciales, el IdC del ORC. Se explican las peculiaridades y restricciones de este caso de estudio, especialmente la ebullición y la convección forzada interior (CFI), por qué se producen, que efectos tendrán cada una de ellas y cómo afrontar los cálculos mecánicos y térmicos correspondientes.

2. OBJETIVOS

El objetivo general del presente Trabajo de Fin de Grado es calcular, diseñar y realizar una estimación de los costes de fabricación del evaporador de un ciclo orgánico Rankine, el cual aprovecha el calor residual de los gases de escape de un motor de combustión interna para cubrir parcial o totalmente los requerimientos de potencia de un sistema de captura y almacenamiento de CO₂

Los objetivos específicos serán los siguientes:

- Elaborar el diseño térmico del evaporador abarcando la configuración geométrica y la selección de materiales del mismo para garantizar un buen rendimiento térmico.
- Diseñar los elementos mecánicos que componen el IdC de forma que soporten los esfuerzos térmicos y mecánicos a los que se verán sometidos.
- Realizar una estimación de los costes de fabricación teniendo en cuenta la utilización de medidas y materiales comunes para su optimización.

3. METODOLOGÍA

Para cumplir con los objetivos indicados anteriormente, en primer lugar, se debe seleccionar el tipo de IdC que mejor se adapte a los requisitos. Las limitaciones espaciales del caso a tratar y el hecho de que pertenezca a un ORC serán dos razones determinantes para su elección0.

Posteriormente se determinarán los parámetros geométricos más importantes en función del tipo de IdC seleccionado; de placas o de carcasa-tubos. Una vez hallados los parámetros geométricos más importantes y con los datos térmicos iniciales se procede a realizar las simulaciones en EES.

Comprobados los pasos anteriores, ya será posible desarrollar un código en el software EES que determine, con base a los datos de partida, las ecuaciones del proceso de transferencia de calor determinando los distintos parámetros geométricos y térmicos para todo el rango de operación del equipo que una vez analizados y validados corroborarán la posible viabilidad del equipo.

Con los parámetros geométricos ya calculados durante el análisis térmico, y tras verificar que ese diseño soportará los esfuerzos a los que se verá sometido mediante un análisis mecánico, el siguiente paso es trasladar al software de diseño gráfico INVENTOR esa geometría para realizar los planos de las distintas piezas que componen el IdC.

Finalmente se realizará la estimación de los costes de fabricación del IdC para lo cual será crucial que las medidas elegidas anteriormente, además de los procesos de fabricación y los materiales utilizados para los tubos y el resto de los componentes del IdC sean comerciales permitiendo un abaratamiento considerable de los costes.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS TÉRMICOS

A. ELECCIÓN DEL TIPO DE CICLO RANKINE

Un ORC es un ciclo Rankine como el de la *figura 1*, pero en lugar de un *fluido húmedo*, generalmente agua, se emplean *fluidos secos o isoentrópicos* (*figura 2*) con el domo inclinado a la derecha por lo que a bajas temperaturas pueden alcanzar el estado de vapor saturado y además al salir de la turbina (expansor en este caso) se garantiza que no habrá condensación, es decir, no aparecerá la condensación hasta que el fluido no llegue al condensador aumentando así el rendimiento del ORC. [3]

El ORC operará por encima del rango habitual de temperaturas de los ORC's (alrededor de 300 °C) en algunas ocasiones lo que provocará una disminución del rendimiento al aumentar demasiado la temperatura de salida de la turbina aumentando así la temperatura media entre la entrada y salida del condensador (T_s). Si el fluido es seco, este ya será vapor sobrecalentado a la salida de la turbina lo que permite no incluir un recalentador, disminuyendo los costes, pero al aumentar T_s , que es el promedio de temperaturas entre la de entrada y la de salida del condensador, disminuirá el rendimiento del ciclo por lo que se debe encontrar una solución de compromiso entre ambas condiciones. [3]

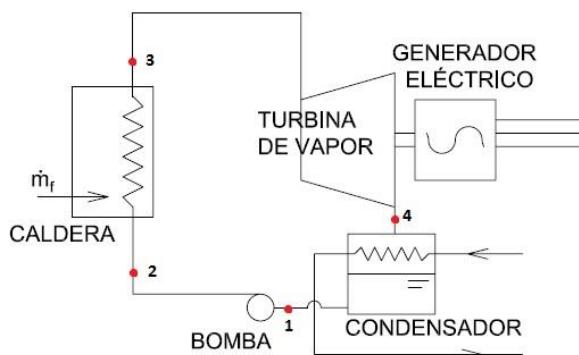


Figura 1. Esquema de un ciclo Rankine [3].

En la *figura 2* se observa la diferencia entre el ciclo Rankine estándar (b), el ORC de este caso (c) y un ciclo Rankine con un fluido isoentrópico (a). Tal y como se ha dicho anteriormente en el ORC se garantiza que a la salida del expansor (punto 4) el título del fluido sea 1 ya que aumenta la temperatura y el domo se desplaza hacia la izquierda.

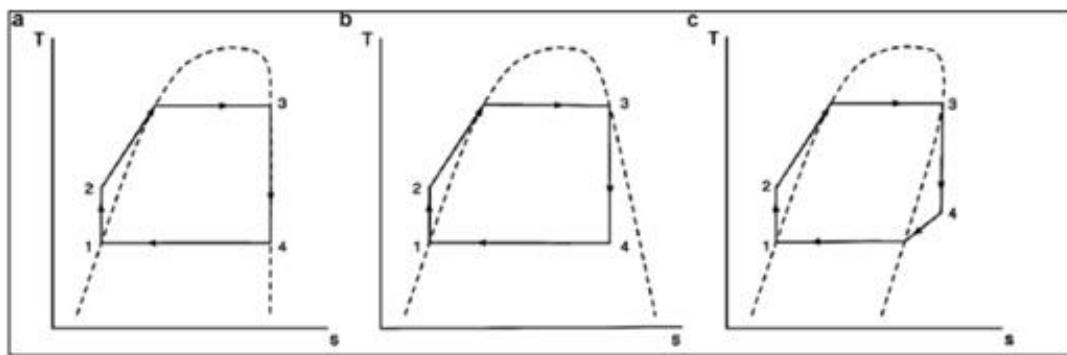


Figura 2. Diagrama T-s según el tipo de fluido del ciclo Rankine [3].

La figura 3 ilustra un ORC con el intercambio de calor entre el fluido de trabajo y la fuente produciéndose en el evaporador donde el fluido pasa de líquido subenfriado a vapor sobre calentado impulsando así el expansor y generando en él la energía mecánica necesaria para impulsar un compresor. Posteriormente, tras el paso por el condensador el fluido de trabajo debe ser un líquido subenfriado para entrar en la bomba donde se produce una ganancia tanto de presión como de temperatura. Los puntos 4i y 6i indican como sería un ORC ideal en el que las transformaciones del fluido en la bomba y la turbina son isoentrópicas ($\Delta s = 0$).

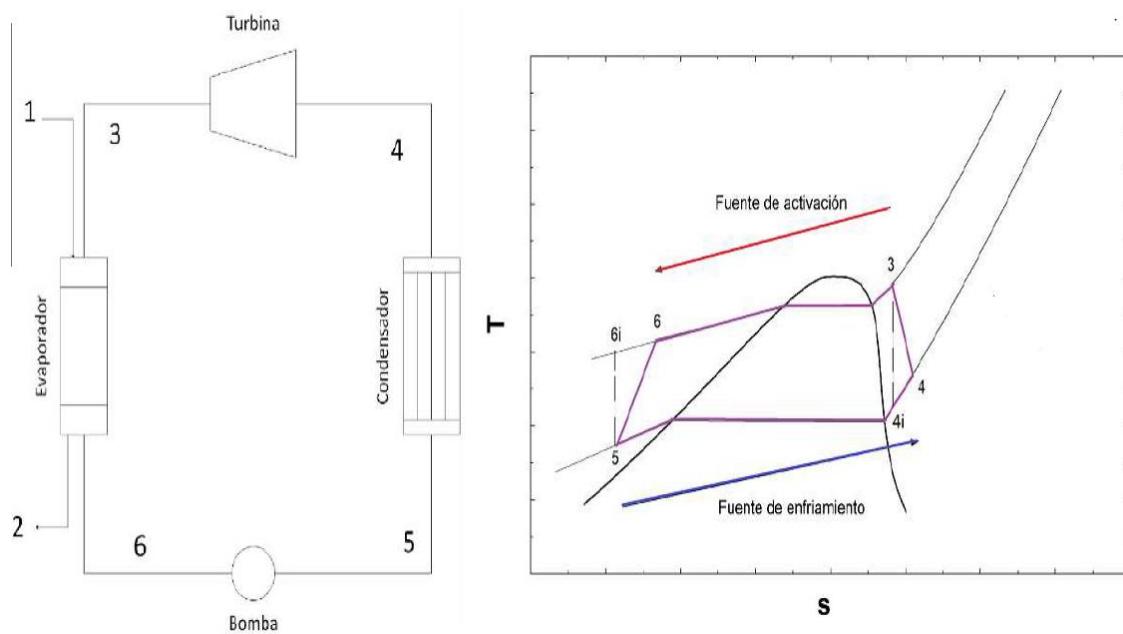


Figura 3. Esquema de un ORC y su diagrama T-s [4].

Al pertenecer a un ciclo Rankine y debido a que el fluido exterior, los gases de escape, contiene multitud de partículas en suspensión a altas temperaturas que se adhieren con mucha facilidad a cualquier superficie, el tipo de intercambiador elegido será de carcasa y tubos en detrimento del de placas. Aunque el IdC de placas generalmente sea más compacto que el de tubos y también más eficiente, la aparición de las partículas en suspensión desaconseja su implementación en este sistema por el riesgo

de obstrucción y la consiguiente pérdida de eficiencia además de un sobrecoste futuro por el mayor mantenimiento.

El intercambiador de calor (IdC) del ciclo ORC debe ser compacto y lo más eficiente posible en cuanto a su tamaño. Según los datos experimentales, se producirá un cambio de fase dentro de los tubos, y dado que la temperatura de salida de los gases no se conoce con exactitud, es necesario aplicar el método NTU- ϵ para su análisis. Además, durante su funcionamiento y en función del combustible utilizado, es probable que se formen incrustaciones debido a los gases de escape. Sumado a lo anterior, el hecho de que la operación llegará a sobrepasar en algunos casos los 500°C y los 20 bares y que por el cambio de fase en el interior de los tubos la eficiencia será teóricamente máxima como se comprobará en los cálculos posteriores, se ha decidido utilizar un intercambiador de carcasa y tubos en detrimento del de placas. Por estas razones, se selecciona un intercambiador de carcasa y tubos con flujo cruzado y mezclado para los gases de escape, mientras que por los tubos circulará un fluido orgánico en flujo sin mezclar. Los tubos se dispondrán en configuración tresbolillo para aumentar la turbulencia del fluido caliente, lo que mejora la transferencia de calor.

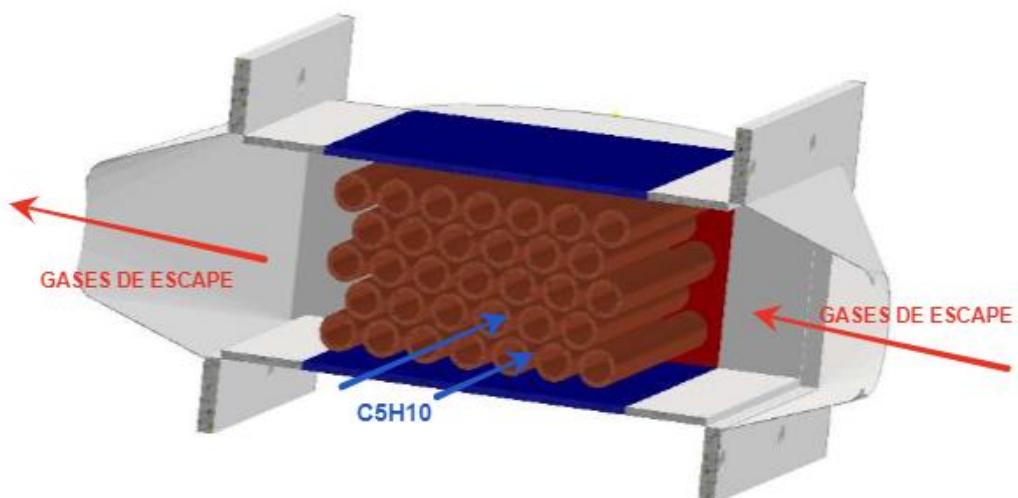


Figura 4. Funcionamiento del intercambiador. [Elaboración propia]

B. PROCESO DE EBULLICIÓN EN LA CONVECCIÓN FORZADA INTERIOR

En el caso de que en el fluido de trabajo se produzca un cambio de fase por ebullición, este proceso debe modelizarse como si se tratara de ebullición en piscina por lo que hay que determinar en qué punto de la longitud del tubo se completa la ebullición de todo el fluido para así obtener el coeficiente de convección real ponderando entre la longitud ocupada en estado de líquido saturado y la ocupada por el vapor saturado. Como se observa en la bibliografía [5] y se comprobará con los resultados, este nuevo

coeficiente de convección será mucho mayor que el de los gases de escape del motor al producirse un cambio de fase. El coeficiente de transferencia de calor por convección en la región de líquido saturado (h_{sp}) (*Ecuación 1*), donde el subíndice sp indica *single-phase* –por sus siglas en inglés- es decir, una sola fase, previo al cambio producido por la ebullición del fluido, se calcula como el de un fluido con convección forzada en el interior de los tubos (*CFI*) con las propiedades evaluadas a la temperatura de saturación de dicho fluido y será muy inferior al coeficiente de transferencia de calor por convección (h_f) resultante tras la ebullición.

$$h_{sp} = Nu \frac{k}{D} \left[\frac{kw}{m^2 K} \right] \quad (1)$$

Este último, (h_f), será el utilizado como coeficiente de convección del fluido orgánico por dos razones que se explicarán a lo largo del documento: la diferencia de magnitud entre ambos coeficientes así como la longitud de tubo en la que se da cada uno de los ellos, siendo la región con líquido saturado una pequeña fracción de la longitud total de cada tubo careciendo de sentido la ponderación que se debería realizar entre ambas regiones si la diferencia no fuera tan grande como se observará a continuación. Si no se da este cambio de fase en el interior de los tubos simplemente debe comprobarse el régimen de flujo y su grado de desarrollo para evaluar las características del fluido, en este caso, el coeficiente de convección no debería ser ponderado debido a que si se evalúa a una temperatura promedio se puede tomar como constante en todo el tubo y se calculará igual que h_{sp} .

El *número de Nusselt (Nu)*, como indicador de la mejoría provocada por la convección en la transferencia de calor en una capa de fluido respecto a la transferencia de calor provocada por la conducción en esa misma capa de fluido [5], es un parámetro fundamental y se buscará que su valor sea alto para que los coeficientes de transferencia de calor por convección sean elevados lo que será indicativo de una convección más eficaz.

El valor y la forma de calcular este número adimensional dependerán de si el flujo es laminar o turbulento, es decir, es función del *número de Reynolds (Re)* que es la relación entre las fuerzas de inercia de un fluido y las fuerzas viscosas del mismo, también dependerá del *número de Prandtl (Pr)* que relaciona el espesor de la capa límite de velocidad y térmica del fluido sobre un objeto [5]. Dichos números adimensionales deben ser calculados tanto en el exterior como en el interior de los tubos.

El fluido orgánico entrará en ebullición al estar en contacto permanente durante una determinada longitud del tubo con la pared interna de dicho tubo, cuya temperatura ($T_{sup.int.tubo}$) es función del coeficiente h_f y del calor total intercambiado, como se muestra en la *ecuación 2* en la cual l indica la longitud de cada tubo, no la total del banco de tubos.

$$T_{sup.int.tubo} = T_{sat} + \frac{Q_f}{\pi l d_i N h_f} \quad (2)$$

En el interior de los tubos se produce un calentamiento del fluido provocado por la transferencia de calor existente entre la superficie interior de los tubos y el fluido, esta transferencia puede darse de dos formas: por ebullición o por evaporación del fluido. La evaporación se dará si en la interfase líquido-vapor la presión del vapor es menor que la del líquido saturado, en cambio la ebullición aparecerá si en la interfase la temperatura del líquido es menor que $T_{sup.int.tubo}$ y esta a su vez es menor que T_{sat} ; tal y como ocurre en este caso. La diferencia entre las dos últimas temperaturas (ecuación 3) es el exceso de temperatura (ΔT_e) y es un parámetro de vital importancia para determinar cómo se desarrolla el proceso de ebullición.

$$\Delta T_e = T_{sup.int.tubo} - T_{sat} \quad (3)$$

La transferencia de calor se produce entre las distintas fases del fluido y el gradiente de temperatura entre ambas fases (el líquido y el vapor de las burbujas propias de la ebullición) que lleva aparejado un gradiente de energía es el mecanismo que propicia la transferencia energética desde la fase de mayor a la de menor temperatura.

La ebullición, en función de la temperatura puede clasificarse en subenfriada o local ($T_{sat} > T_{liq}$) y saturada o masiva ($T_{sat} = T_{liq}$). En este caso se puede tomar como saturada ya que a pesar de que el líquido no entra en los tubos a la temperatura de saturación, la rapidez con la que se alcanza T_{sat} permite interpretar que toda la ebullición será saturada y que por tanto la formación de burbujas será homogénea en todo el fluido.

Según ΔT_e , el régimen de ebullición será nucleado si la formación de burbujas crece exponencialmente según aumenta linealmente ΔT_e . El valor de ΔT_e determina como se producirá la nucleación. Si $5 < \Delta T_e < 10$, que son los puntos A y B de la *figura 5* se formarán burbujas aisladas en la pared del tubo que se disiparán rápidamente en el líquido al separarse del tubo, este espacio será ocupado nuevamente por líquido y el proceso se repite otra vez. Este movimiento de las burbujas y del líquido es el mecanismo de transferencia de calor en esta fase de la ebullición nucleada. En cambio, si $10 < \Delta T_e < 30$, que son los puntos B y C de la *figura 5* las burbujas se formarán a tal velocidad y en tantos lugares diferentes a lo largo del tubo que se formarán columnas de vapor en el líquido conformando un gran flujo de calor al combinar el arrastre del líquido y la evaporación de las burbujas al reventar contra el tubo. La transferencia de calor aumentará todavía más si la formación de burbujas aumenta lo que se puede conseguir si la rugosidad de los tubos es mayor o mediante agitación mecánica. El flujo de calor producido en la nucleación del eje de ordenadas de la *figura 5* se describe por medio de la *ecuación 4*, conocida como *ecuación de Rohsenow*:

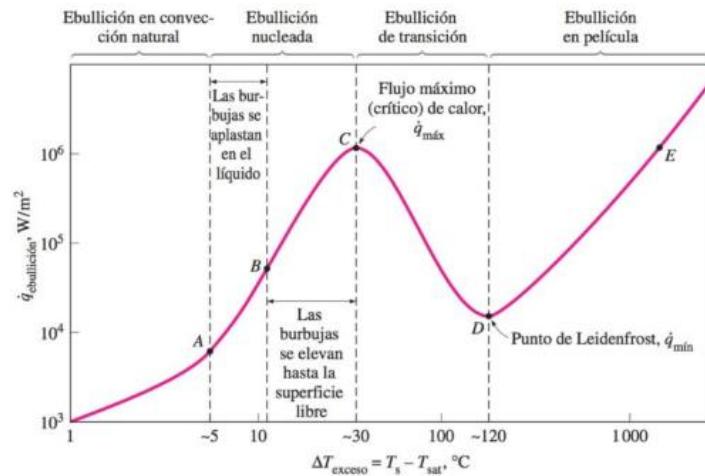
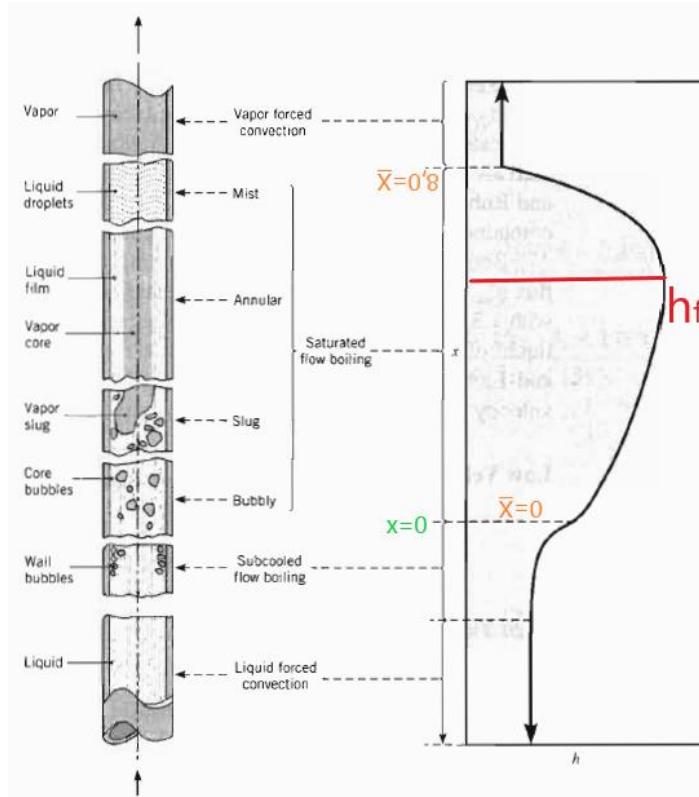


Figura 5. Proceso de nucleación de las burbujas [6].

$$q'' = \mu_l h_{fg} \frac{\sqrt{g(\rho_l - \rho_v)}}{\sigma} \left(\frac{c_{pl} \Delta T_e}{c_{s,f} h_{fg} Pr_l^n} \right)^3 \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \right] \quad (4)$$

Figura 6. Evolución de h_f según el estado del fluido [Elaboración propia a partir de [7]]

Ahora bien, en el interior de los tubos el fluido no se encuentra inmóvil por lo que se debe analizar cómo influye su velocidad en el coeficiente de convección de la ebullición. A lo largo del tubo y como indica la figura 6 se sucederán distintas etapas de la ebullición en las que el coeficiente de ebullición variará ostensiblemente e incluso llegará a disminuir.

\bar{X} indica el título del fluido siendo x la longitud de tubo en la que el título es distinto de 0, por lo que x tiene su origen no en el principio del tubo, sino en el punto en el que comienza a aparecer gas en el interior de los tubos.

Como se aprecia en la *figura 6* la región del flujo anular se corresponde con la de mayor coeficiente de convección y los fenómenos físicos que se producen son los mismos que en la ebullición saturada y nucleada con $10 < \Delta T_e < 30$. Esta región será la predominante en el caso de estudio tal y como en el análisis térmico se puede comprobar. Los resultados del análisis indicarán que ΔT_e no está en este rango, sino en el anterior, pero debido a que la distancia x es tan pequeña y que el coeficiente de convección de esa zona es menor que el de la zona con ebullición saturada y nucleada, la ponderación carece de sentido. Es por ello, que se trabaja con la hipótesis de que en todo el tubo se da la ebullición nucleada y saturada y por lo que se emplean sus ecuaciones correspondientes.

Para el análisis de la convección en la región de flujo saturado en ebullición de la *figura 6* en la cual se dan dos fases al mismo tiempo ya que todavía no se ha llegado a la zona de convección forzada de vapor, pero ya se ha superado la región de convección forzada de líquido, se deben emplear las *ecuaciones 5 y 6* entre el coeficiente de convección de ebullición (h_f) y el coeficiente de convección en una sola fase (h_{sp}) seleccionando aquella en la que h_f resulte mayor.

$$\frac{h_{f1}}{h_{sp}} = 0,6683 \left[\frac{\rho_l}{\rho_{sat}} \right]^{0,1} \bar{X}^{0,16} (1 - \bar{X})^{0,64} f(Fr) + 1058 \left[\frac{q''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right]^{0,7} (1 - \bar{X})^{0,8} Gs_l \quad (5)$$

$$\frac{h_{f2}}{h_{sp}} = 1,136 \left[\frac{\rho_l}{\rho_{sat}} \right]^{0,45} \bar{X}^{0,72} (1 - \bar{X})^{0,08} f(Fr) + 667,2 \left[\frac{q''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right]^{0,7} (1 - \bar{X})^{0,8} Gs_l \quad (6)$$

En esta ecuación ρ_{sat} hace referencia a la densidad volumétrica del fluido cuando este alcanza T_{sat} y \dot{m}'' es el flujo másico en el interior de los tubos partido por su sección transversal. Estas correlaciones solo se pueden aplicar en la región de flujo saturado en ebullición en la que coinciden las dos fases y si $0 < \bar{X} < 0,8$ ya que por encima de ese título del fluido son más representativas las ecuaciones utilizadas para una sola fase. De esta forma, aplicando la *ecuación 7* se calcula el título del fluido para utilizar unas ecuaciones u otras y caracterizar el proceso de convección.

$$\bar{X}(x) = \frac{q'' \pi dx}{\dot{m} h_{fg}} \quad (7)$$

C. CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR EN UN BANCO DE TUBOS

En este caso no basta con analizar la convección externa forzada (*CFE*) en un solo tubo y multiplicar por el total como es el caso de la *CFI*, sino que se deben tener en cuenta los tubos de aguas abajo (por lo que las características del flujo dependerán de la velocidad máxima entre los tubos ($V_{máx}$) para incorporar el efecto de las turbulencias

creadas en el flujo por los obstáculos que representan las tuberías. Estas turbulencias no tienen efecto sobre la primera fila de tubos, pero son determinantes aguas abajo debido a la formación de estelas variando la transferencia de calor hacia o desde los tubos y dependen de Re calculado con la *ecuación 8*; en tanto en cuanto mayor sea su valor más turbulencias se producirán en el flujo aumentando así la transferencia de calor, es decir, el coeficiente de convección y por tanto Nu .

$$Re = \frac{\rho V_{máx} D}{\mu} \quad (8)$$

De esta forma se puede deducir que la geometría más ventajosa para conseguir una gran transferencia de calor en el menor espacio posible será aquella que provoque una mayor constricción del flujo aumentando sus turbulencias y su velocidad y por tanto su Re y su Nu .

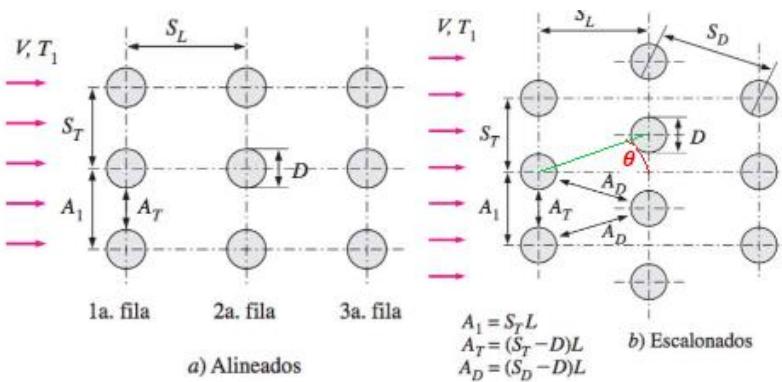


Figura 7. Geometría de un banco de tubos [6].

Por todo lo anterior se deduce que los tubos del IdC deben disponerse al tresbolillo o escalonados según se muestra en la *figura 7* y además provocar, en la medida de lo posible, que en el caso de la *CFE*, la $V_{máx}$ se produzca en el plano diagonal para lo cual se debe cumplir la siguiente condición geométrica: $At > 2Ad$. Cumplida esta condición, $V_{máx}$ puede aumentar todavía más si las filas consecutivas de tubos están muy próximas razón por la cual el ángulo θ es un parámetro crucial para diseñar el banco de tubos. De lo contrario $V_{máx}$ tendrá lugar en el plano frontal. Los planos nombrados son relativos a la entrada de los gases indicada por las flechas de color magenta de la *figura 7*.

El área del plano diagonal es A_D y la del plano perpendicular o frontal es A_T estando relacionadas ambas por el ángulo θ . La velocidad de entrada al banco de tubos, que es un dato de partida, es V_E . Si $V_{máx}$ se produce en el plano diagonal su ecuación de cálculo es la 9, de lo contrario, si se produce en el plano frontal su ecuación de cálculo es la 10.

$$V_{máx} = V_E \frac{S_T}{2(S_D - D)} \quad (9)$$

$$V_{máx} = V_E \frac{S_T}{S_T - D} \quad (10)$$

D. MÉTODO NTU- ϵ

De las cuatro temperaturas relevantes que son las de entrada y salida del fluido orgánico y las análogas de los gases de escape, hay una, la de salida de los gases de escape, que es desconocida por lo que se debe aplicar el método del número de unidades de transferencia, en adelante $NTU-\epsilon$. Conocida esa temperatura, es posible hallar el Reynolds y las velocidades características de los gases de escape.

$$NTU = U \frac{A}{c_{min}} \quad (11)$$

El proceso de cálculo y sus implicaciones y condiciones se explican más adelante en el análisis térmico de la convección forzada exterior.

5. FUNDAMENTOS TEÓRICOS MECÁNICOS

A. ENSAMBLAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Desde el punto de vista mecánico también se debe comprobar que tanto los tubos por los que circulará el fluido orgánico como la carcasa del IdC soporten los esfuerzos a los que serán sometidos, los cuales se verán agravados por las temperaturas que se alcanzan especialmente en el exterior de los tubos debido a los gases.

Los tubos se colocan longitudinalmente en el IdC sujetados en ambos extremos lo que provocará una flexión que deberá ser analizada, así como la resistencia de los tubos a la presión interna del fluido y la pérdida de presión en su interior. Dado que el espesor de los tubos es muy pequeño y que las uniones roscadas de acero y cobre no son aconsejables, las uniones se deberán hacer a presión. A su vez debe garantizarse que a través de las uniones no haya fugas de gas razón por la cual las piezas, a excepción de los tubos, deben soldarse a tope a lo largo de toda su longitud.

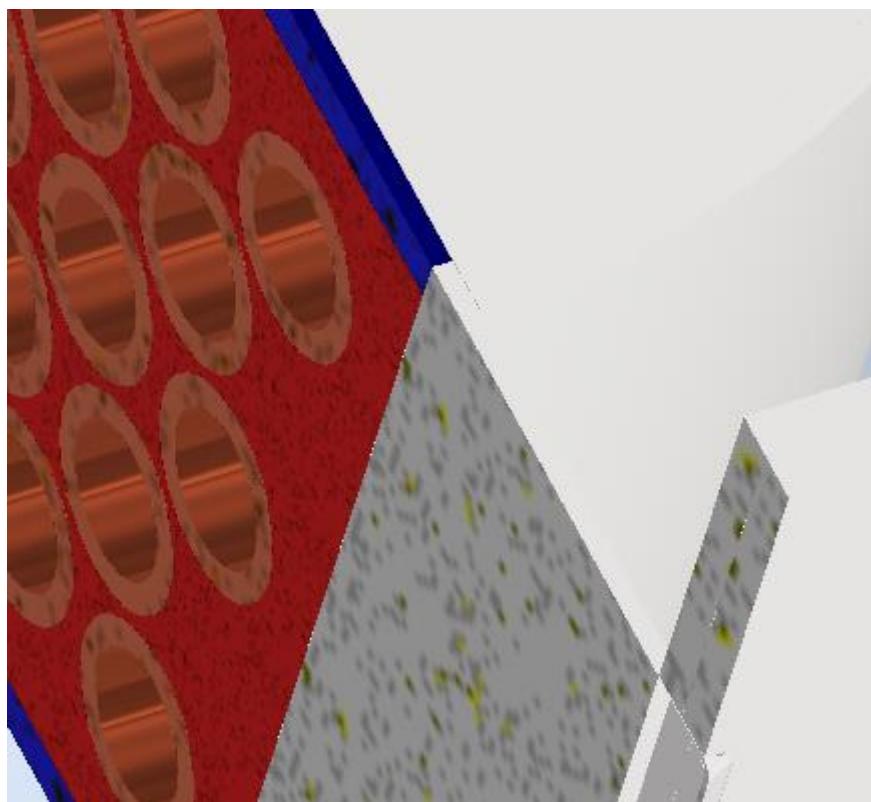


Figura 8. Detalle de la unión soldada a tope. [Elaboración propia]

Las cubiertas, que son unas láminas de 3mm de espesor, deben soldarse a las tapas apoyándose en ellas, esa misma soldadura servirá para unir la entrada del fluido de trabajo a los tubos que será un semicírculo al cual entre el fluido de trabajo presurizado por un conducto y pase a los tubos del IdC, es decir, esa soldadura

permitirá ensamblar tres piezas. Los tubos deben insertarse en los agujeros que han sido diseñados en las tapas, de forma que queden biapoyados en ellas como se muestra en el corte longitudinal del IdC que se muestra en la figura 9.

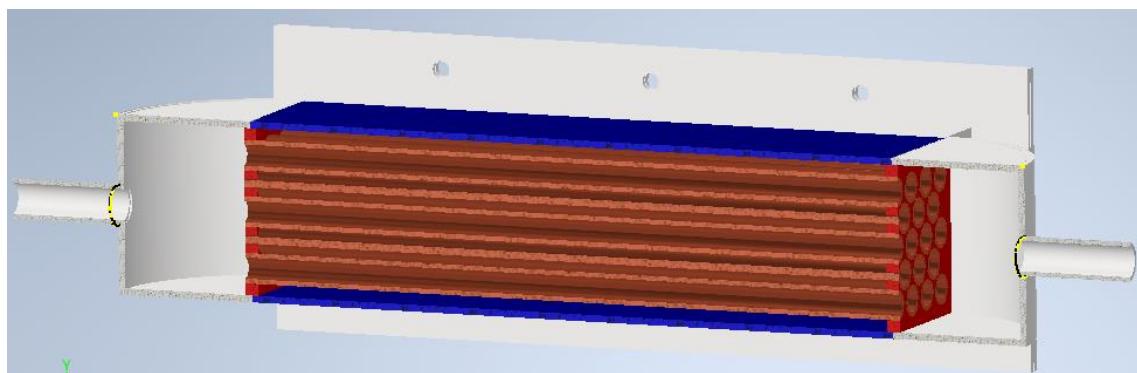


Figura 9. Sección longitudinal del intercambiador. [Elaboración propia]

La entrada de los gases de escape se produce perpendicularmente a los tubos, por tanto, los laterales del IdC deben ser abiertos y accesibles. Por ello, a pesar de que los laterales deban soldarse para evitar la fuga de gases, se proyectarán hacia el exterior formando una T de forma que las campanas que introduzcan los gases en el equipo no se suelden, sino que se puedan atornillar, así el banco de tubos quedaría accesible por los laterales. Para ello, se deberá colocar una goma en la unión atornillada, entre ambas piezas de metal; la campana que introduce los gases y el lateral del IdC que evite las fugas. Esa goma, al estar presionada por los tornillos que ensamblarían las 2 piezas, permitiría sellar esa zona.

B. COMPROBACIONES MECÁNICAS

El análisis de esfuerzos sobre los tubos tendrá dos vertientes, por un lado, se debe comprobar que soporten la presión interior del fluido orgánico sin fracturarse ni deformarse y además al estar biapoyados entre los dos extremos hay que analizar los esfuerzos provocados por el peso propio del tubo sumado al del gas de su interior.

Primero se realiza el análisis de los esfuerzos provocados por la presión interior del fluido. Para ello, en primer lugar, se debe comprobar mediante la *ecuación 11* si es un cilindro de pared delgada o gruesa y si la presión es interior, exterior o se dan ambas.

$$e > \frac{d}{40} \quad e < \frac{d}{40} \quad (11)$$

Pared gruesa

Pared delgada

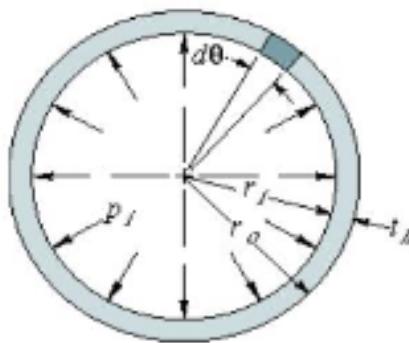


Figura 10. Parámetros de cálculo de un cilindro a presión [Elaboración propia].

Este caso es de pared gruesa por lo que se procederá de la siguiente forma para hallar la tensión equivalente de Von Misses ($\sigma_{eq,VM}$) con la ecuación 12:

$$\sigma_{eq,VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (12)$$

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{p_i(r_i^2 + r_o^2)}{(r_i^2 - r_o^2)} \quad (13)$$

$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{p_i(r_i^2)}{(r_i^2 - r_o^2)} \quad (14)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -p_i \quad (15)$$

Las tensiones anteriores son las componentes cilíndricas de la tensión global que soportará el tubo debido a la presión interior siendo la ecuación 13 la componente angular, la 14 la axial y la 15 la radial.

Con estos resultados se puede comprobar si los tubos resistirán los esfuerzos a los que serán sometidos a raíz de la presión interior.

$$C_{s,VM} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq,VM}} \quad (16)$$

$$C_{s,CM} = \frac{\sigma_F}{2\tau_{máx}} \quad (17)$$

Estos coeficientes de seguridad; en la ecuación 16 según Von Misses y en la 17 según la tensión cortante máxima, indican por cuantas veces se pueden multiplicar los esfuerzos sobre los tubos, provocados por la presión, sin sobrepasar su tensión de fluencia.

El análisis de los esfuerzos provocados por los pesos es idéntico al de una viga biapoyada en sus dos extremos en los cuales no se permite ni la rotación ni ningún desplazamiento y cuya carga es la permanente y continua provocada por la suma del peso de la tubería y el del flujo circulante.

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (18)$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (19)$$

En la *ecuación 19* el primer término indica el centro del círculo de Mohr y la raíz es su radio; si se suma resulta σ_1 y si se resta será σ_3 . Al no aparecer un momento torsor sobre los tubos el término τ_{xy} siempre es nulo.

$$\sigma_x = \sigma_f + \sigma_N = \frac{M_{f,z}}{W_{zz}} + \frac{N}{A} \quad (20)$$

La *ecuación 18* se resuelve introduciendo el resultado de la *ecuación 20* y comprobando si se está produciendo un momento torsor. Para poder comprobar la resistencia del tubo es necesario determinar el momento flector $M_{f,z}$ y la fuerza axial (N) en el tubo. Como se verá en los cálculos, el efecto del momento flector es mucho mayor que el de la fuerza axial de modo que el punto más solicitado será el que tenga el mayor momento flector. Con estos datos ya es posible comprobar si los tubos resistirán la combinación de la tensión normal (σ_N) y la tensión debida al momento flector (σ_f) las cuales se sumarán en la fibra inferior sufriendo una tensión global en forma de tracción en ese punto.

6. ANALISIS TÉRMICO

A. INTRODUCCIÓN

En este caso es muy importante tener en cuenta que el fluido orgánico sufrirá un cambio de fase a su paso por el IdC y la posibilidad de que el flujo sea laminar o turbulento, además, igualmente debe considerarse la limitación de espacio al estar pensado para formar parte de un sistema que se acoplará al conducto de escape de un automóvil.

El intercambiador de calor (IdC) del ciclo ORC debe ser compacto y lo más eficiente posible en cuanto a su tamaño. Según los datos experimentales, se producirá un cambio de fase dentro de los tubos, y dado que la temperatura de salida de los gases no se conoce con exactitud, es necesario aplicar el método NTU- ϵ para su análisis. Además, durante su funcionamiento, es probable que se formen incrustaciones debido a los gases de escape en función del combustible utilizado. Por estas razones, se selecciona un intercambiador de carcasa y tubos con flujo cruzado y mezclado para los gases de escape, mientras que por los tubos circulará un fluido orgánico en flujo sin mezclar. Los tubos se dispondrán en configuración tresbolillo para aumentar la turbulencia del fluido caliente, lo que mejora la transferencia de calor.

El IdC podría diseñarse para que el flujo de gases de escape lo atravesase sin mezclar colocando unas pletinas en el interior del IdC que dirigieran su flujo únicamente en la dirección perpendicular a los tubos. No obstante, se ha optado por no colocarlas para facilitar el ensamblaje y disminuir los costes de producción porque, aunque mejoran la eficiencia del equipo no son necesarias ya que el producirse un cambio de fase en la *CFI* la eficiencia ya es máxima debido a que la relación de capacidades tiende a 0.

Las dimensiones elegidas, diámetro y espesor del tubo son un compromiso entre los requerimientos del sistema y los estándares más comerciales.

Los datos para desarrollar el modelo térmico se han obtenido a partir de simulaciones en los límites inferior y superior de carga del sistema, con esos datos se ha analizado y diseñado el IdC calculando los parámetros necesarios en el punto de carga máxima y posteriormente comprobando esos datos en el punto de mínima carga. En las siguientes tablas se indicarán los valores tanto del punto máximo como del mínimo utilizando para los cálculos el punto máximo de operación del IdC.

Tabla 1. Valores térmicos de partida.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$T_{c,e}$ [°C]	543,5	400,2
$T_{f,e}$ [°C]	114,5	190,82
$T_{f,s}$ [°C]	220	184,5
$P_{c,e}$ [bar]	1,09	
$P_{f,e}$ [bar]	22,9	
$P_{c,s}$ [bar]	1	
$P_{f,s}$ [bar]	20,9	
\dot{m}_c $\left[\frac{kg}{s}\right]$	0,01718	0,006
\dot{m}_f $\left[\frac{kg}{s}\right]$	0,01085	0,0043
Q_t [Kw]	6,818	1,869

El punto máximo, qué será con el vehículo a 4500rpm y el sistema al 100% de carga del motor, durante el calentamiento del fluido de trabajo, el mismo sufrirá un proceso de ebullición a partir de los 184,5°C. El fluido entra como líquido subenfriado y tras un rápido incremento de temperatura entra en ebullición para posteriormente pasar a vapor sobrecalentado lo que conlleva un cambio de fase en el interior de los tubos. Este cambio de fase será modelizado como si fuera ebullición en piscina. Los gases de escape provenientes del motor del vehículo, que pueden asimilarse a una mezcla de nitrógeno (N_2), dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O) actúan como fluido caliente que por dentro de la carcasa del intercambiador calientan la superficie exterior de los tubos intercambiando así energía con el fluido de trabajo que fluye por el interior de las tuberías en dirección perpendicular a la entrada de los gases por el exterior de los tubos. Por el contrario, en el punto mínimo, cuando el vehículo esté a 1600rpm y el sistema al 25% de carga el fluido entrará como vapor sobrecalentado (190°C) y a la salida será vapor saturado, es decir, no habrá cambio de fase ya que entra y sale del intercambiador en estado gaseoso.

La diferencia de temperaturas se debe a que, en el punto mínimo, se requiere mucha más potencia en el precalentador para que la temperatura de entrada al intercambiador sea lo suficientemente alta y, de este modo, garantizar que a la salida solo haya vapor, evitando la presencia de partículas líquidas que podrían dañar de forma catastrófica las palas del expansor.

En cambio, en el punto máximo, el trabajo de la caldera es prácticamente innecesario debido a que la temperatura del fluido caliente es casi el doble que en el punto mínimo. En este último, el aumento de temperatura del fluido frío provocado por los gases de escape es solo alrededor del 10% de su temperatura de entrada, por

lo que, para asegurar que el ciclopentano entre en estado de vapor sobre calentado en el punto mínimo, se establece su temperatura de entrada en el valor de saturación.

Sabiendo que el máximo calor intercambiado, tal y como se ha obtenido experimentalmente (Datos de partida del evaporador para cada caso de carga, Anexo 1) y se ha llamado Q_f en el análisis térmico es de 6,818 kW y que el rendimiento de un ORC se sitúa en torno al 10% se puede estimar que la turbina/expansor del sistema tendrá una potencia próxima a los 680 W [8]. Con esa potencia máxima el equipo elegido será un expansor ya que no hace falta desarrollar toda la potencia que una turbina puede generar y de esa forma se ahorran costes al colocar un equipo de una potencia menor. Por otro lado, el objetivo primario del expansor no es la producción de energía eléctrica como tal, sino impulsar un compresor al transformar la energía proveniente de los gases de escape en energía mecánica mediante la expansión del gas. A pesar de que el rango de temperaturas pueda parecer muy elevado para este tipo de turbinas, esas altas temperaturas permiten garantizar que no llegan partículas en estado líquido a las palas del expansor, lo que puede provocar graves daños durante su funcionamiento. Por estas razones, el equipo utilizado será un turbo expansor y no una turbina. El ORC constará entonces de un expansor, un condensador, una bomba y un evaporador. En el condensador el fluido de trabajo se enfriá con aire limpio para conseguir que llegue a la bomba con título 0, es decir, como líquido subenfriado en un proceso contrario al que se produce después en el IdC donde el fluido de trabajo se calienta por la acción de los gases de escape. Tras la bomba pasa al IdC donde absorberá energía de los gases de escape del motor de combustión del vehículo para calentarla lo máximo posible de forma que al expansor solo le llegue el gas sobre calentado sin presencia de líquidos para obtener el mayor rendimiento posible. [8]

Partiendo de una serie de datos iniciales (*tabla 2*) y que son comunes para todo el rango de operación del IdC, se recrean las condiciones de trabajo del IdC.

Tabla 2. Dimensiones iniciales.

PARÁMETRO	VALOR
$d [m]$	0,01
$e [m]$	0,002
$A [m^2]$	0,4343
n_t	3

B. ANÁLISIS DE LA CFI EN EL PUNTO DE MÁXIMA OPERACIÓN

En primer lugar, se analiza el **punto de máximo de operación** con los datos de *la tabla 3*.

Con estos datos y utilizando el software EES se calculan las características del fluido frío (C_5H_{10}), como se observan en *la tabla 4*.

Tabla 3. Características del fluido.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$\rho_f \left[\frac{kg}{m^3} \right]$		531,2
$\mu_{f,sat} \left[\frac{kg}{ms} \right]$		$8,17 \times 10^{-5}$
$h_{fg} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$		236,7
$h_{f,prom} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	576	218,4
Pr_f	3,441	3,249
$\rho_{f,sat} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	56,91	56,1
$k \left[\frac{kW}{Km^2} \right]$		$7,39 \times 10^{-4}$
$\sigma \left[\frac{kN}{m} \right]$		$3,29 \times 10^{-5}$
$c_{pf} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	2,993	2,973

Con estos datos ya es posible aplicar las ecuaciones explicadas en el apartado de los fundamentos teóricos con las que se describen las características del flujo en el interior de los tubos. Estas características dependen del valor de los números adimensionales Pr , Re , Fr y Nu de los cuales Pr ya es conocido y Fr se calculará posteriormente.

El número de Reynolds se calcula introduciendo en la *ecuación 7* las propiedades correspondientes y el resultado de la *ecuación 21*. Como se aprecia en la *tabla 5* dentro de los tubos el fluido está en régimen turbulento por lo que el factor de fricción de los tubos se calcula con la 1^a ecuación de *Petukhov* (*Ecuación 22*) [5]. Nu se calcula con la ecuación de *Gnielinski* (*Ecuación 23*) [5] para los casos en los cuales la tubería cumple $l > 10d$:

$$v = \frac{4m_f}{\pi d^2 \rho} \quad (21)$$

$$f = \frac{1}{(0,79 \ln(Re) - 1,64)^2} \quad (22)$$

$$Nu = \frac{f}{8} (Re - 1000) \left[\frac{Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0,5} \left[\frac{2}{Pr^3 - 1} \right]} \right] \quad (23)$$

Tabla 4. Número de Reynolds y de Nusselt.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$v \left[\frac{m}{s} \right]$	0,26	0,103
Re	16907	6676
f	0,0273	0,0354
Nu	95,86	40,61

Debido a que en los tubos se produce ebullición y que el cálculo de Fr se ve influenciado por ello, su cálculo se realiza con los del proceso de cambio de fase para una mejor comprensión.

Como el objetivo es hallar el coeficiente de convección del proceso de ebullición (h_f) y para explicar el significado de los términos de las ecuaciones con las que se calcula es recomendable recorrer el proceso en retrospectiva. De dichas ecuaciones, que son la 5 y la 6 y aparecen en los fundamentos teóricos térmicos, se escogerá la ecuación cuyo h_f resulte mayor.

Las densidades volumétricas se corresponden con las calculadas anteriormente como propiedades del fluido frío o de trabajo. $f(Fr)$, calculado en la ecuación 26 es el factor de fricción utilizado en este caso que depende del Fr (ecuación 24), el cual a su vez es función de \dot{m}'' (ecuación 25):

$$Fr = \frac{\left(\frac{\dot{m}''}{\rho_{fsat}}\right)^2}{9,81d} \quad (24)$$

$$\dot{m}'' = \frac{4\dot{m}_f}{\pi d^2} \quad (25)$$

$$f(Fr) = 2,63Fr^{0,3} \quad (26)$$

$$\text{Si } Fr > 0,04 \text{ entonces } f(Fr) = 1$$

Los parámetros Gs_l , $C_{s,f}$ y n correspondientes a las ecuaciones 5 y 4 respectivamente relacionan al fluido con la tubería que lo contiene como se indica en las figuras 9 y 10. [7]

Tabla 5. Relaciones entre el tubo y el fluido de trabajo.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
Fr	60,04	9,631
$\dot{m}'' \left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$	138,1	54,54
$f(Fr)$	1	
Gs_l	1,4	
$h_{fg} \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	236,7	
$h_{sp} \left[\frac{kW}{Km^2} \right]$	0,7085	0,3
$C_{s,f}$	0,0154	
N	1,7	

Quedan por conocer h_f , q'' y \bar{X} que se calculan respectivamente con las ecuaciones 5, 6, 4 y 7.

Tabla 6. Cálculo del coeficiente de convección global de la CFI.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
Pr_f	0,7344	3,25
\bar{X}		0,8
$l [m]$		0,3
N		33
$q'' \left[\frac{kW}{m^2} \right]$	81,76	31,18
$x [m]$	0,7996	0,828
$h_{f1} \left[\frac{kW}{Km^2} \right]$	4,574	1,893
$h_{f2} \left[\frac{kW}{Km^2} \right]$	4,402	1,837

La longitud de 0,7996 m (x) indicada en la *tabla 7* se debe repartir entre los 33 tubos de 0,3 m cada uno por lo que la distancia desde el origen a la que el fluido entra en ebullición es muy pequeña en comparación con el tubo. Además, tal y como dice la teoría, el coeficiente de convección de esa zona (h_{sp}) es mucho menor que el presente tras el cambio de fase (h_{f1}). Por ello, la ponderación que se debería hacer para afinar el coeficiente global de convección dentro de los tubos carece de sentido y se toma para todo el tubo el coeficiente de la zona que entra en ebullición (h_{f1}). Conocido el coeficiente de convección en el interior de los tubos (*tabla 7*), ya se puede pasar a calcular las propiedades de los gases de escape que será el fluido caliente.

C. ANÁLISIS DE LA CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA (CFE) EN EL PUNTO DE MAXIMA OPERACIÓN

Finalmente se ajusta la longitud con la cantidad de tubos para elegir la que comercialmente mejor se adapte a las necesidades sin obviar que un factor muy importante será la compacidad del intercambiador.

Al establecer un espesor y diámetro comerciales y en base a ellos elegir la longitud comercial más conveniente se evitará que el coste del material se torne inasumible al evitar piezas personalizadas.

Los parámetros son calculados en el punto máximo de operación para ver los límites superiores del intercambiador y posteriormente con esas dimensiones se añaden a los parámetros térmicos en el punto mínimo de operación en el que el fluido frío no llega a desarrollarse térmicamente. Para los gases de escape el procedimiento es el mismo que en el punto de máxima operación debiendo comprobarse que los resultados sean coherentes y hagan viable la operación del IdC. Para conocer las propiedades físicas de los gases de escape se debe tener en cuenta su composición y el porcentaje de cada componente según las *ecuaciones 27, 28 y 29* cuyos resultados se indican en la *tabla 8*.

$$\dot{m}_{c,H2O} = 0,0996\dot{m}_c \quad (27)$$

$$\dot{m}_{c,CO2} = 0,180\dot{m}_c \quad (28)$$

$$\dot{m}_{c,N2} = \dot{m}_c - (\dot{m}_{c,H2O} + \dot{m}_{c,CO2}) \quad (29)$$

Tabla 7. Flujos máximos de los gases de escape.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$\dot{m}_c \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,0171	0,006
$\dot{m}_{c,H2O} \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,00171	0,0006
$\dot{m}_{c,CO2} \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,0031	0,00108
$\dot{m}_{c,N2} \left[\frac{kg}{s} \right]$	0,0124	0,0043

Las propiedades de los gases de escape (*tabla 9*) se han evaluado a la temperatura de la película sobre los tubos, calculada con la *ecuación 30*, en lugar del promedio (*ecuación 31*) ya que el intercambio de energía se producirá entre la película y el interior de los tubos, no entre los tubos y cualquier otra región del IdC para lo cual se utilizaría la temperatura promedio.

$$T_{c,pelicula} = 0,5T_{f,prom} + 0,25(T_{c,e} + T_{c,s}) \quad (30)$$

$$T_{c,prom} = \frac{T_{c,e} + T_{c,s}}{2} \quad (31)$$

Puesto que la temperatura de salida del lado caliente ($T_{c,s}$) es desconocida se aplica el método *NTU-ε*, cuyos resultados se indican en la *tabla 10* y que además permite conocer la eficiencia del IdC ($ε$) y la transmitancia térmica (U) del mismo.

Conocido C_{min} con la *relación 38* se calcula $Q_{máx}$ a partir de la *ecuación 37*. Con este valor y recordando que Q_{real} es dato del problema se obtiene $ε$ con la *ecuación 34* y por otro lado se despeja el gradiente $ΔT_c$ en la *ecuación 35* a partir del cual se obtiene la temperatura de salida de los gases de escape $T_{c,s}$ en la *ecuación 36*. Con este valor y comprobando si este es coherente con el problema, se concluiría la aplicación del método NTU para la obtención de la temperatura hasta ahora desconocida. En añadidura y para comprobar la viabilidad económica y térmica del IdC se calcula el *NTU* a partir de la *ecuación 33* y posteriormente U con la *ecuación 32*. Tanto el valor de la eficiencia como el del *NTU*, así como el de la transmitancia térmica, indican que el IdC está en el rango de valores adecuado para la función que va a realizar y según el tipo de IdC que es.

$$NTU = U \frac{A}{C_{min}} \quad (32)$$

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (33)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{máx}} \quad (34)$$

$$Q_{real} = Q_f = C_{min} \Delta T_c \quad (35)$$

$$\Delta T_c = T_{c,e} - T_{c,s} \quad (36)$$

$$Q_{máx} = C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (37)$$

$$C_{min} = \text{Mínimo}[m_f cp_l; m_c cp_{pelicula}] \quad (38)$$

Tabla 8. Propiedades de los gases de escape.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$c_{p,pelicula} \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$	1,157	1,136
$\mu_c \left[\frac{kg}{ms} \right]$	0,0000267	0,000024
Pr_c	0,7334	
$\rho_c \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	0,6762	0,786
$k_c \left[\frac{kW}{m^2K} \right]$	0,0000415	0,000036

Tabla 9. Resultados del método NTU.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$C_{min} \left[\frac{kW}{K} \right]$	0,0198	0,00682
ε	0,7995	0,9443
NTU	1,607	2,888
$U \left[\frac{kW}{m^2K} \right]$	0,07354	0,0453
$Q_{máx} [kW]$	8,527	1,979
$T_{c,s} [^{\circ}C]$	200,5	126
$T_{c,pelicula} [^{\circ}C]$	282,6	205,1
$T_{c,prom} [^{\circ}C]$	372	263,1

El hecho de que se produzca un cambio de fase dentro de los tubos es muy relevante a la hora de aplicar este método porque tanto las gráficas de eficiencia como las correlaciones para calcular el número de unidades de transferencia (*NTU*) (33) están condicionadas por la relación de capacidades [5]

$$c = \frac{C_{min}}{C_{máx}} \quad (39)$$

El cambio de fase lleva esta relación al extremo por lo que de la *ecuación 39* resulta una relación de capacidades igual a 0 por lo que se decide que $C_{máx}$ sea infinito y la efectividad (ε) sea máxima para el *NTU* calculado, por ello el flujo de gases puede ser mezclado. Al haberse conseguido la efectividad máxima no es necesario invertir tiempo y dinero en fabricar y ensamblar unas placas para que el flujo sea no mezclado.

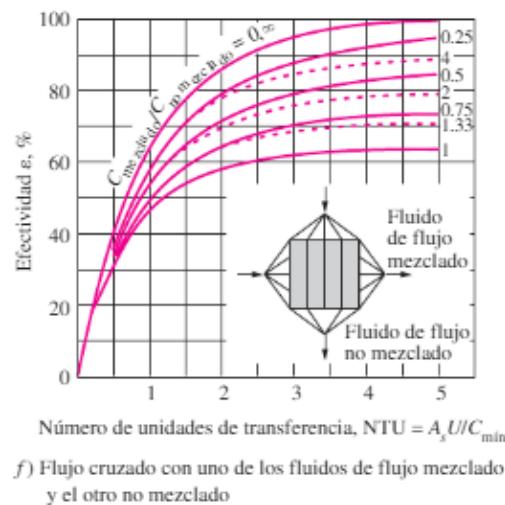


Figura 11. Relación eficiencia-NTU [5].

Una vez conocidas las propiedades físicas del fluido caliente en todo el IdC se debe calcular la geometría que formarán los tubos, teniendo en cuenta que se colocan al tresbolillo, para lo que será muy útil recordar la *figura 7* que describe la geometría del banco de tubos. Experimentalmente se ha comprobado que la geometría óptima se da con la configuración de la siguiente tabla cuyos valores son iguales para todo el rango de funcionamiento del intercambiador

Tabla 10. Geometría óptima.

PARÁMETRO	VALOR
n_t	3
n_l	13
$l[m]$	0,3
N	33
$\theta [^\circ]$	57
$S_t [m]$	0,02492

Toda la geometría está basada en dos variables independientes que son θ y S_t , de las cuales se derivan el resto de las dimensiones, las velocidades, los parámetros adimensionales y los térmicos correspondientes a la CFE. El ángulo se deduce con una tabla paramétrica y S_t se calcula, también experimentalmente, con la *ecuación 40*.

$$S_t = 1,78(d + 2e) \quad (40)$$

En la tabla paramétrica del anexo 1 se puede observar como conforme aumenta el ángulo de iteración mayor es el incremento de la velocidad entre los tubos y por ende de todas las variables que de ella dependen, con S_t sucede lo mismo, a partir de un valor determinado los resultados son incongruentes o los incrementos que se producen en las variables dependientes son desmesurados.

Conocidos estos valores, se introducen en las ecuaciones que siguen para acabar de completar la descripción dimensional del banco de tubos, cuyos valores se

indican en la *tabla 12*, y poder calcular después las velocidades y los parámetros térmicos.

Las *ecuaciones 41 a 45* se utilizan para calcular los parámetros indicados en la *figura 7* del documento en función de θ y S_t , conocidos estos parámetros ya se puede determinar si la velocidad se da en el plano frontal o en diagonal y posteriormente hallar el número de Reynolds. La altura (*ecuación 46*) se ha calculado dejando un paso de aire tanto por encima como por debajo del banco de tubos de la mitad del diámetro de los tubos, al igual que en la profundidad (*ecuación 47*), aplicando el término $2(d + e)$. La *ecuación 50* sirve para calcular la compacidad, un parámetro de gran importancia como es la relación entre el área de intercambio del banco de tubos, que no la interior total del IdC, y el volumen del IdC, es decir, relaciona el espacio que va a ocupar el equipo con su área útil de intercambio de calor. β_{compac} es junto a los valores resultantes del método *NTU-ε* lo que permite confirmar si un equipo está correctamente diseñado.

$$S_l = \frac{S_t}{2tg(\theta)} \quad (41)$$

$$S_d = \frac{S_t}{2\operatorname{sen}(\theta)} \quad (42)$$

$$A_d = l(S_d - (d + 2e)) \quad (43)$$

$$A_t = l(S_t - (d + 2e)) \quad (44)$$

$$A_{frontal} = \pi(d + e)n_t l \quad (45)$$

$$Altura = S_t(n_t - 1) + 2(d + e) \quad (46)$$

$$Profundidad = S_l(n_t - 1) + 2(d + e) \quad (47)$$

$$N = 6(n_t - 1) + 7n_t \quad (48)$$

$$Volumen = l * Profundidad * Altura \quad (49)$$

$$\beta_{compac} = \frac{A}{Volumen} \quad (50)$$

Tabla 11. Dimensiones del banco de tubos.

PARÁMETRO	VALOR
$S_l [m]$	0,008092
$S_d [m]$	0,01486
$A_d [m^2]$	0,0002564
$A_t [m^2]$	0,003268
$A_{frontal} [m^2]$	0,03385
$Altura [m]$	0,07384
$Profundidad [m]$	0,1211
$Volumen [m^3]$	0,002676
β_{compac}	162,3

A estos parámetros dimensionales se deben añadir las características del flujo justo a la entrada del banco de tubos (*tabla 13*) para lo que se debe calcular una nueva densidad volumétrica que no se evalúa en la temperatura de película sino en la de entrada al banco de tubos para obtener la velocidad en ese punto (ecuación 51) y partir de esa velocidad obtener, con las ecuaciones 4 y 5, la velocidad en cada sección y con la mayor de ellas calcular Re , Nu , y el coeficiente de convección de los gases de escape.

$$V_e = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{ce} S_t n_t l} \quad (51)$$

Tabla 12. Características del flujo a la entrada del banco de tubos.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$V_e \left[\frac{m}{s} \right]$	1,6	0,4607
$\rho_{ce} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	0,4799	0,582

Como se explica en el apartado de la *CFE* de los fundamentos teóricos térmicos se debe comprobar en qué sección calcular la velocidad y los parámetros térmicos. Consultando la *tabla 11* y en base al criterio explicado para elegir entre las ecuaciones 9 y 10 se deduce que la velocidad máxima se debe calcular en el plano diagonal y por tanto utilizar la ecuación 9. Conocido Re y n_l se aplica la ecuación de *Zakauskas* 52 [5] para calcular finalmente h_c :

$$Nu_c = \frac{h_c D}{k} = C Re^m Pr_c^n \left(\frac{Pr_c}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (52)$$

Tabla 13. Parámetros de la ecuación de *Zakauskas* y cálculo de h_c .

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO	PUNTO MÍNIMO
$V_{máx} \left[\frac{m}{s} \right]$	23,27	6,7
Re	8192	3073
n_l	13	
Pr_c	0,733	0,734
n	0,36	
m	0,6	
C	0,464	
fNu	0,99	
Nu_c	81,22	45,02
$h_c \left[\frac{kW}{Km^2} \right]$	0,2407	0,117

Las constantes C , m , n dependen de Re , Pr y de si los tubos se disponen al tresbolillo o alineados, igualmente y dependiendo de si n_l es menor que 16, como es este caso, se aplicará un factor de corrección $fNu = 0,99$.

$$C = 0,35 \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{0,25} \quad (53)$$

Las constantes anteriores se determinan con unas tablas [5] utilizando Re y la configuración al tresbollo como valores de entrada siempre y cuando $Pr > 0,7$. En este caso como $1000 < Re < 10000$, C se calcula según la ecuación 53 y m, n son los valores indicados en la tabla 14.

Calculados estos últimos parámetros y tras comprobar que como es de esperar este coeficiente de convección es mucho menor que el del interior de los tubos (h_{f1}) se concluye el análisis térmico del IdC.

7. ANALISIS MECÁNICO

Los tubos por los que circula el fluido de trabajo se comportan como un cilindro a presión y para añadir seguridad a la instalación, se ha considerado nula la presión exterior, es decir, alrededor de 1 atmósfera. De esta forma las tensiones resultantes serán mayores al no haber compensación entre la presión exterior y la interior (P_i) que se tomará como $P_{f,e}$.

Tabla 14. Datos de partida.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO
$r_0 [m]$	0,014
$r_i [m]$	0,01
$P_{f,e} [bar]$	22,9

Teniendo en cuenta la *figura 7* y aplicando las *ecuaciones 12, 13, 14, 15* que se corresponden a un cilindro de pared gruesa como se indica en la sección de fundamentos teóricos, se dibuja el círculo de Mohr a partir del cual se puede deducir la también la tensión cortante máxima ($\tau_{máx}$). Las tensiones se expresarán en MPa para relacionarlas más fácilmente con la tensión de fluencia del material.

Tabla 15. Tensiones de Von Misses y $\tau_{máx}$.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO
$\sigma_1 [MPa]$	7,06
$\sigma_2 [MPa]$	4,67
$\sigma_3 [MPa]$	-2,29
$\sigma_{eq,VM} [MPa]$	8,41
$\tau_{máx} [MPa]$	4,675

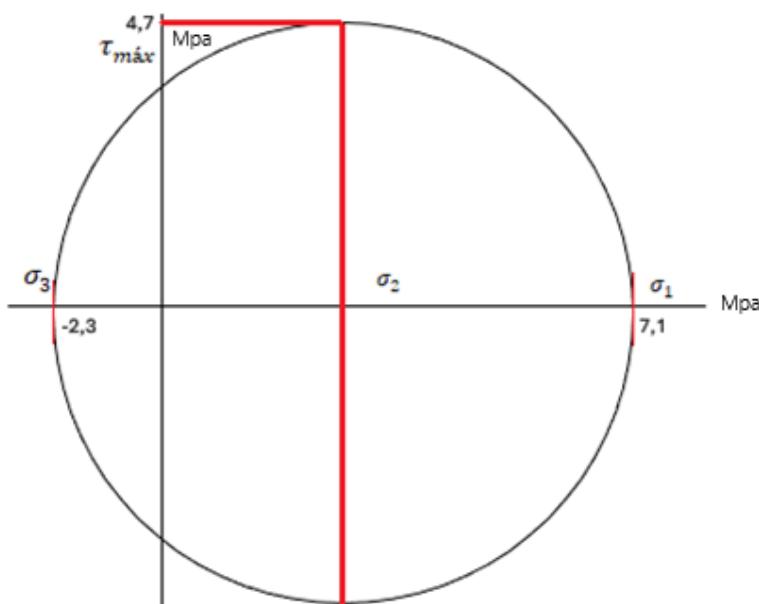


Figura 12. círculo de Mohr [Elaboración propia]

Con estos resultados se puede comprobar si los tubos resistirán los esfuerzos a los que serán sometidos a raíz de la presión interior con las *ecuaciones 16, 17* correspondientes a los coeficientes de seguridad. La tensión de fluencia del cobre es de *33,3 Mpa*.

Tabla 16. Coeficientes de seguridad.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO
$C_{s,VM}$	3,95
$C_{s,CM}$	7,12

Se puede afirmar que los tubos resistirán holgadamente la presión ejercida por el fluido de trabajo en su interior. Según los resultados obtenidos, soportarán un esfuerzo cortante 7,12 veces superior y una tensión normal 3,95 veces superior a la solicitada en este caso.

Al estar apoyados solamente 6mm en cada extremo de un total de 312mm, los tubos se comportarán como vigas biapoyadas en los extremos sometidas a los esfuerzos generados por la suma de su peso propio y el del fluido de trabajo en la hipótesis de que los tubos están completamente llenos cuando el sistema esté en funcionamiento. Para comprobar la resistencia a estos esfuerzos, se debe resolver la ecuación (20) según lo especificado en los fundamentos teóricos. Si no hay torsión sobre los tubos tampoco habrá tensión axial ni por tanta reacción horizontal en los apoyos por lo que todo se reduce al momento flector que, por otro lado, siempre es mucho mayor que los esfuerzos axiles.

En las *ecuaciones 18 y 19*, se elimina τ_{xy} , que es término correspondiente a la tensión generada por el momento torsor y en la *ecuación 20* solo queda el término relativo al momento flector. $M_{f,z}$ es la carga que soportan los tubos por su longitud y dividida por cuatro y se debe dividir por W_{zz} para hallar la tensión debida al momento flector.

Tabla 17. Tensiones debidas al peso de los tubos y el del fluido.

PARÁMETRO	PUNTO MÁXIMO
$q [N]$	3,63
$M_{f,z} [Nmm]$	302
$W_{zz} [mm^3]$	398,53
$\sigma_x [MPa]$	0,759
$\tau_{máx} [MPa]$	0,379
$\sigma_{1,3} [MPa]$	0,759; 0
$C_{s,CM}$	43

Los tubos aguantarán estos esfuerzos y soportarán esfuerzos 43 veces superiores tal y como indica el $C_{s,CM}$ del orden de 44 veces las fuerzas a las que están sometidos, todavía mejor que los debidos a la presión interior.

8. ESTIMACIÓN DE LOS COSTES DE FABRICACIÓN

A continuación, se realiza una estimación de los costes basadas en los costes aproximados de los materiales y de la mano de obra necesarios.

Los precios de los materiales de la tabla 19 se han obtenido de las referencias bibliográficas correspondientes a este apartado, pero se debe tener en cuenta que actualmente los precios de las materias primas y sus derivadas fluctúan muy rápido por lo que pueden quedar desfasados rápidamente.

El resto del material, es decir, el necesario para las campanas y las entradas laterales y frontales al intercambiador, se adquiere en planchas estándar de 1000x500x3mmPara la fabricación del equipo.

Tabla 18. Costes de materiales.

ELEMENTO	MATERIAL	UNIDADES	€/UD	TOTAL [€]
Plancha 2000x1000x3mm	Inox. 316	2	233	466
Tubo 2000x14mm	Cobre	5	52	260
Plancha 350x300x6mm	Inox. 316	2	60	120
Plancha 1000x500x3mm	Inox. 316	2	140	280

El coste total del material necesario para la fabricación del equipo asciende a 1126€ a lo que debe añadirse la fabricación y el diseño.

Tabla 19. Costes de fabricación.

PROCESO	MATERIAL [€]	MANO DE OBRA [horas]	€/hora	TOTAL [€]
Soldadura	25	2	50	125
Pintura	30	1	40	70
Acabado	20	2	40	100
Pruebas	25	6	60	385
Diseño	70	2	70	210

En los costes de fabricación se tienen en cuenta tanto los procesos previos y posteriores a la misma como el coste estimado de la mano de obra que se necesitará para fabricar el equipo. El coste de fabricación, será de 890€.

En función de estos datos y tomando un margen para el fabricante del 20% que se aplicará sobre materiales y mano de obra resulta que el margen sería de $(1126+720) * 0,2 = 369,2\text{€}$.

De esta forma el coste total, tomando todos los valores anteriores como aproximados, ascendería a 2385,2€.

9. CONCLUSIONES

El evaporador será un equipo de pequeñas dimensiones, es lo que se buscaba, lo que permitirá su acople al conducto de escape de los vehículos.

Mecánicamente y como era de esperar los tubos, que son los componentes más exigidos del equipo son adecuados y no habrá riesgo ni de rotura por flexión ni por un exceso de presión. A pesar de ello cabe resaltar que a raíz de la presión interior de alrededor de 20 bares a los que se ven sometidos los tubos, su coeficiente de seguridad es mucho menor respecto a la presión interior que en relación a las cargas dependientes de su colocación y su peso. A pesar de lo anterior, un coeficiente de seguridad de 3,95 implica que el riesgo de rotura es mínimo.

En el apartado térmico cabe realizar una observación que ha sido determinante para el desarrollo del proyecto. Se ha descubierto que el límite inferior de trabajo óptimo es de 1600rpm al 100% de carga y no al 25% como se pensaba inicialmente por lo que los datos y resultados referenciados al punto mínimo se corresponden al caso de 1600rpm y 100% de carga y no al 25% como sería en teoría. La razón de este cambio es que experimentalmente se descubrieron resultados incongruentes, en teoría, tales como que el fluido frío no se calentaba, más bien al contrario, perdía temperatura. Esto indica que cuando el motor trabaja a bajas revoluciones el sistema

solo podrá operar a la carga máxima lo que por definición no es sostenible en el tiempo de forma continua y sería indicativo de que en carretera habrá situaciones en las que el equipo no podrá operar. Conforme aumentan las revoluciones el sistema si que es capaz de operar a un porcentaje de carga inferior.

Observando los valores de $NTU-\epsilon$ y β_{compac} se puede afirmar que el IdC será altamente eficiente tanto en bajas como en altas revoluciones superando a bajas revoluciones el 90% de eficiencia. Esto, unido a su alto valor de NTU , que en el caso mínimo alcanza el 2,88, indica que la relación coste-intercambio de calor es óptima ya que la eficiencia es muy alta y sube a la par que el valor de NTU . Estos valores concuerdan con lo representado en la figura 11 para el caso en que la relación de capacidades sea igual a 0. Aunque el valor de 0,94 de la eficiencia en el caso mínimo de la operación es muy alto, este se podría explicar y dar por válido por el hecho de que se produzca un cambio de fase en los tubos lo que aumenta la eficiencia más rápido de lo que lo hace el valor de NTU que no debe ser muy alto, normalmente mayor que 5, para que se desaconseje el diseño del equipo y se deba reformular y rediseñar el equipo ya que económicoamente no será viable.

En base a lo expuesto anteriormente se puede afirmar que el equipo proyectado cumple con los requisitos térmicos y mecánicos exigidos para llevar a cabo su función, además, su coste de 2385,2€, aunque suponga una importante inversión inicial, si se divide por su ciclo de vida y se tiene en cuenta el ahorro que puede llegar a generar, es una carga asumible en el tiempo.

10. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. CLIMÁTICA (2024): *La venta del coche eléctrico supera por primera vez al diésel.* Disponible en: <https://climatica.coop/coche-electrico-supera-al-diesel-2024/> [Consulta: 15 de marzo de 2025]
2. Confederación nacional de autoescuelas (2020): *Vehículos de hidrógeno: cómo funcionan, pros y contras.* Disponible en: <https://www.cnae.com/blog/index.php/vehiculos-hidrogeno-funcionan-pros-contras/> [Consulta: 20 de marzo de 2025]
3. Grebus/Wordpress (2015). *El ciclo de Rankine orgánico y sus aplicaciones en la recuperación de calor.* Disponible en: <https://grebus.wordpress.com/2015/09/17/el-ciclo-de-rankine-organico-y-sus-aplicaciones-en-la-recuperacion-de-calor/> [Consulta: 20 de abril de 2025]
4. Muro Teruel Luis Enrique, Ambriz Díaz Víctor Manuel, Chávez López Óscar Arturo, Rosas Yescas, Israel y Acosta Cano de los Ríos José Eduardo, 2023. *Diseño térmico, mecánico y simulación estructural de un evaporador del tipo coraza y tubos para aplicaciones de baja temperatura en un Ciclo Rankine Orgánico.* Disponible en: DOI: <https://doi.org/10.35830/cn.vi89.701> [Consulta: 15 de junio de 2025]
5. Y.A. Cengel (2007). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones.* 4^a edición. Madrid. McGraw-Hill. [Consulta: 20 de junio de 2025]
6. Universidad de Guanajuato (2023). *Clase digital 9 de ebullición y condensación.* Disponible en: <https://blogs.ugto.mx/rea/clase-digital-9-ebullicion-y-condensacion/>. [Consulta: 17 de marzo de 2025]
7. F. P. Incropera 1995. *Fundamentals of heat and mass transfer.* 4^a edición. Wiley edition. [Consulta 7 de mayo de 2025]
8. A. Mariaca, E. Llera, F. Moreno, 2022. Application of ORC to reduce the energy penalty of carbon capture in non-stationary ICE. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116029> [Consulta en: 20 de mayo de 2025]
9. Schmiedekult. *3mm-V2A-Edelstahlblech-einseitig-geschliffen-foliert-und-nach-Mass.* Disponible en: <https://www.schmiedekult.de/3mm-V2A-Edelstahlblech-einseitig-geschliffen-foliert-und-nach-Mass> [Consulta: 20 de junio de 2025]

10. Erek gmbh. *Chapa-de-acero-inoxidable-10-20mm-aisi-316l-v4a-14404.*

Disponible en: https://ekek.red/acero-inoxidable/2342-314201-chapa-de-acero-inoxidable-10-20mm-aisi-316l-v4a-14404-placas-corte-de-chapa-seleccionable-tama-o-personalizado-possible.html#/223-largo-300mm/246-ancho-300mm/1521-espesor_fuerza-6mm. [Consulta: 20 de junio de 2025]

11. Amazon. *Tubo de cobre de 2mm de espesor.* Disponible en:

<https://www.amazon.es/cobre-espesor-di%C3%A1metro-externo-longitud/dp/B0FB8B99XY?th=1> [Consulta: 20 de junio de 2025]

11. ANEXO I

En este anexo se incluirán los datos experimentales que han servido de base del proyecto y la hoja de calculo en el programa de resolución de ecuaciones EES así como las tablas paramétricas que han sido necesarias para resolver la convección forzada exterior del banco de tubos.

En primer lugar se incluyen los datos experimentales de partida del evaporador (QINE) para cada caso de carga tales como la composición de los gases de escape, el área del evaporador, el calor intercambiado en el mismo y el flujo masico en kg/h del ciclopentano (CYP en la imagen).

Carga	Fracción mísica		
	CO2	H2O	N2
100	0,17924976	0,10075024	0,72
75	0,185892961	0,094107039	0,72
50	0,180385172	0,099614828	0,72
25	0,184822417	0,095177583	0,72

Áreas de los intercambiadores de calor
Evaporador 0,434488922 SQM

1600 rpm 25 %					
Load	rpm	Tesc [°C]	mexh [kg/s]	Ereq [kW]	Qref
25	1600	490,0000000	0,0030000	-0,8534	0,8006

QINE 0,131052048 KW
CYP 2,03980802 KG/HR

1600 rpm 100 %					
Load	rpm	Tesc [°C]	mexh [kg/s]	Ereq [kW]	Qref
100	1600	620,0000	0,0060	-1,6186	1,5183

QINE 1,86952342 KW
CYP 15,4212078 KG/HR

4500 rpm 100%					
Load	rpm	Tesc [°C]	mexh [kg/s]	Ereq [kW]	Qref
100	4500	705,204726	0,017183906	-3,5088	3,2914

QINE 6,81753915 KW
CYP 39,05 KG/HR

Las siguientes tres tablas muestran los datos experimentales de los distintos equipos del ORC, en este proyecto se utilizan los valores del evaporador, tanto en la fase líquida como en la de vapor, apareciendo las columnas correspondientes resaltadas en verde en los casos de carga estudiados.

1600x25%	Units	AIR-1	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5	FG3
From			PUMP	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	SORBH
To		IC-CO2-L	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	PUMP	EVA-ORC
Stream Class	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN
Phase	Vapor Phase		Liquid Phase		Vapor Phase	Vapor Phase	Liquid Phase	Vapor Phase
Temperature	C	25,000	37,040	190,053	184,179	121,052	35,000	248,512
Pressure	bar	1,000	24,900	22,900	20,900	1,500	1,000	1,090
Molar Vapor Fraction	1,000	0,000	0,003	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000
Molar Liquid Fraction	0,000	1,000	0,997	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
Molar Solid Fraction	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Vapor Fraction	1,000	0,000	0,003	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000
Mass Liquid Fraction	0,000	1,000	0,997	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
Mass Solid Fraction	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Flows	kg/hr	694,179	2,040	2,040	2,040	2,040	2,040	10,800
Volume Flow	l/min	9901,865	0,046	0,066	0,640	10,337	0,046	251,972

1600x100%	Units	AIR-1	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5	FG3
From			PUMP	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	SORBH
To		IC-CO2-L	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	PUMP	EVA-ORC
Stream Class	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN
Phase	Vapor Phase	Liquid Phase	Liquid Phase	Vapor Phase	Vapor Phase	Liquid Phase	Vapor Phase	Vapor Phase
Temperature	C	25,000	37,040	109,823	184,170	121,038	35,000	400,243
Pressure	bar	1,000	24,900	22,900	20,900	1,500	1,000	1,090
Molar Vapor Fraction	1,000	0,000	0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000
Molar Liquid Fraction	0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
Molar Solid Fraction	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Vapor Fraction	1,000	0,000	0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000
Mass Liquid Fraction	0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000
Mass Solid Fraction	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mole Flows	kmol/hr	39,482	0,220	0,220	0,220	0,220	0,220	0,764
Volume Flow	l/min	16304,626	0,351	0,396	4,837	78,148	0,350	654,046

4500x100%	Units	AIR-1	CP1	CP2	CP3	CP4	CP5	FG3
From			PUMP	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	SORBH
To		IC-CO2-L	ORC-H	EVA-ORC	T-ORC	CON-ORC	PUMP	EVA-ORC
Stream Class		CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN	CONVEN
Phase		Vapor Phase	Liquid Phase	Liquid Phase	Vapor Phase	Vapor Phase	Liquid Phase	Vapor Phase
Temperature	C	25,000	48,083	114,522	271,965	216,550	46,023	543,479
Pressure	bar	1,000	24,900	22,900	20,900	1,500	1,000	1,090
Molar Vapor Fraction		1,000	0,000	0,000	1,000	1,000	0,000	1,000
Molar Liquid Fraction		0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000	0,000
Molar Solid Fraction		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Vapor Fraction		1,000	0,000	0,000	1,000	1,000	0,000	1,000
Mass Liquid Fraction		0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	1,000	0,000
Mass Solid Fraction		0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Mass Flows	kg/hr	2836,729	39,050	39,050	39,050	39,050	39,050	61,862
Volume Flow	l/min	40463,487	0,904	1,012	17,245	248,620	0,901	2271,790

A continuación, se adjuntan las ecuaciones, los resultados y la tabla paramétrica del punto máximo de operación correspondiente a 4500rpm y una carga del 100%.

```

1: d= 0,01 "diam tuberia int; m"
2: e= 0,002 "espesor tuberia; m"
3: nt=3
4: tit=57
5: "Fluido frio; C5H10"
6: T_fe= 114,52
7: T_fs= 271,97
8: Tsat_C5H10=t_sat(Cyclopentane;P=P_fs)
9: P_fe= 22,9
10: P_fs= 20,9
11: P_fprom= (P_fe+P_fs)/2
12: T_fprom= (T_fe+T_fs)/2
13: rho_f=density(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;x=0)
14: mu_f=viscosity(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;x=0)
15: h_fprom=enthalpy(Cyclopentane;T=T_fprom;P=P_fprom)
16: h_fg_C5H10=enthalpy_vaporization(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10)
17: Pr_f=prandtl(Cyclopentane;T=T_fprom;x=0)
18: rho_f_sat=density(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;x=1)
19: k_C5H10=conductivity(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;x=0)/1000
20: sigma_C5H10=surfaceetension(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10)/1000
21: cv_C5H10=cv(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;P=P_fprom)
22: cp_C5H10=cp(Cyclopentane;T=Tsat_C5H10;x=0)
23: x_fe=quality(Cyclopentane;P=P_fe;T=T_fe)
24: m_f= 39,05/3600
25: A_tubo=pi*d^4/4
26: v_f= m_f/(A_tubo*rho_f)
27: Re_f= rho_f*v_f*d/mu_f
28: f= (0,79*ln(Re_f)-1,64)^(-2)
29: m_prima= m_f/A_tubo
30: Fr_f= ((m_prima/rho_f_sat)^2)/(9,81*d)
31: f_fr=1
32: Gs_f= 1,4
33: T_supint= Tsat_C5H10+Q_f(pi*d^4*N*h_f)
34: q_dosprima= mu_f*h_fg_C5H10*sqrt(9,81*(rho_f-rho_f_sat)/sigma_C5H10)*(cp_C5H10*(T_supint-Tsat_C5H10)/(0,0154*h_fg_C5H10*Pr_f^1,7))^3
35: X= 0,8
36: X= ((q_dosprima)*pi*d*x_vapor)/(m_f*h_fg_C5H10)
37: NNu_f= (f/8)*(Re_f-1000)*Pr_f*(1+12,7*(f/8)^0,5)*(Pr_f^(2/3)-1)
38: h_sp_f=NNu_f*k_C5H10/d
39: h_f1/h_sp_f= 0,6683*(rho_f*mu_f)^0,1*(X^0,16)*(1-X)^0,64*f_fr+1058*((q_dosprima)/(m_prima*h_fg_C5H10))^0,7*(1-X)^0,8*Gs_f
40: h_f2/h_sp_f= 1,136*(rho_f*mu_f)^0,45*(X^0,72)*(1-X)^0,08*f_fr+667,2*((q_dosprima)/(m_prima*h_fg_C5H10))^0,7*(1-X)^0,8*Gs_f
41: h_f=max(h_f1;h_f2)

```

```

42: Q_f= 6,8175 "Kw"
43: "Fluido caliente; gases de escape"
44: T_ce= 543,48
45: P_ce= 1,09
46: P_cs= 1
47: P_cprom=(P_ce+P_cs)/2
48: m_c= 61,86/3600
49: m_c_h2o= 0,099614828*m_c
50: m_c_co2= 0,18038172*m_c
51: m_c_n2= m_c-(m_c_h2o+m_c_co2)
52: T_cprom=(T_ce+T_cs)/2
53: T_cpelicula= 0,5*T_fprom + 0,25*(T_ce+T_cs)
54: Q_f= Q_c
55: cp_cpelicula=(m_c_h2o*cp(Water;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_co2*cp(CarbonDioxide;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_n2*cp(Nitrogen;T=T_cpelicula;P=P_cprom))/m_c
56: vis_c=(m_c_h2o*viscosity(Water;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_co2*viscosity(CarbonDioxide;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_n2*viscosity(Nitrogen;T=T_cpelicula;P=P_cprom))/m_c
57: rho_c=(m_c_h2o*density(Water;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_co2*density(CarbonDioxide;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_n2*density(Nitrogen;T=T_cpelicula;P=P_cprom))/m_c
58: Pr_c=(m_c_h2o*prandtl(Water;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_co2*prandtl(CarbonDioxide;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_n2*prandtl(Nitrogen;T=T_cpelicula;P=P_cprom))/m_c
59: k_escape=( m_c_h2o*conductivity(Water;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_co2*conductivity(CarbonDioxide;T=T_cpelicula;P=P_cprom)+m_c_n2*conductivity(Nitrogen;T=T_cpelicula;P=P_cprom))/(m_c*1000)
60: "Intercambiador carcasa tubos"
61: epsilon= Q_real/Q_max
62: Q_max= C_min*(T_ce-T_fe)
63: C_min= min(m_f*cp_C5H10;m_c*cp_cpelicula)
64: Q_real= Q_f
65: Q_real= C_min*var_Tc
66: var_Tf= T_fs-T_fe
67: var_Tc= T_ce-T_cs
68: NTU= -ln(1-epsilon)
69: NTU= U_ntu*A_int_ext_ntu/C_min
70: A_int_ext_ntu= 0,4344
71: A_int_ext_ntu= pi*(d+2*e)!!N
72: Pr_s=(m_c_h2o*prandtl(Water;T=T_cs;P=P_cprom)+m_c_co2*prandtl(CarbonDioxide;T=T_cs;P=P_cprom)+m_c_n2*prandtl(Nitrogen;T=T_cs;P=P_cprom))/m_c
73: St= 1,78*(d+2*e)
74: Sf= St/(2*tan(ita))
75: Sd= St/(2*sin(ita))
76: Ad= l*(Sd-(d+2*e))
77: At= l*(St-d-2*e)
78: rho_c_e= (m_c_h2o*density(Water;T=T_ce;P=P_ce)+m_c_co2*density(CarbonDioxide;T=T_ce;P=P_ce)+m_c_n2*density(Nitrogen;T=T_ce;P=P_ce))/m_c
79: v_c_entrada= m_c/(rho_c_e*St*l*nt)

80: ratio_area= At/(2*Ad)
81: v_max_diagonal= St*v_c_entrada/(2*(Sd-(d+2*e)))
82: v_max_frontal= St*v_c_entrada/(St-(d+2*e))
83: Re_c=v_max_diagonal*rho_c*(d+2*e)/vis_c
84: Area_frontal= pi*(d+e)!!nt
85: altura= St*(nt-1)+2*(d+e)
86: profundidad= Sf*(nl-1)+2*(d+e)
87: N= 6*(nt-1)+7*nt
88: nl=13
89: Vol= l*altura*profundidad
90: beta_compac= A_int_ext_ntu/Vol
91: *c= 0,35*1^0,2
92: m= 0,6
93: n_ntu= 0,36"
94: f_ntu= 0,93 " NL es menor que 16"
95: {NNu_c:= f_ntu*1,04*Re_c^0,4*Pr_c^0,36*(Pr_c/Pr_s)^0,25 "Zakauskas para Reynolds menor que 500"}
96: {NNu_c= f_ntu*0,71*Re_c^0,5*Pr_c^0,36*(Pr_c/Pr_s)^0,25 "Zakauskas si 500<Re_c<800, en este caso el Reynolds es 600"}
97: NNu_c= f_ntu*0,35*(St/Sf)^0,2*Re_c^0,6*Pr_c^0,36*(Pr_c/Pr_s)^0,25 "En regimen turbulento"
98: h_c= NNu_c*k_escape/(d+2*e)

```

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Ad = 0,0002564 [m ²]	altura = 0,07384 [m]	Areafrontal = 0,03385 [m ²]
At = 0,003268 [m ²]	Av,ext,rltu = 0,4344 [m ²]	Atubo = 0,00007854 [m ²]
βcompac = 162,3 [1/m]	cpcSH10 = 2,993 [kJ/(kg*K)]	cpcpelicula = 1,157 [kJ/(kg*K)]
cVcSH10 = 1,981 [kJ/(kg*K)]	Cmin = 0,01988 [kW/K]	d = 0,01 [m]
e = 0,002 [m]	ε = 0,7995	f = 0,02731
Frr = 60,04	fr = 1	f = 0,93
Ger = 1,4	h2 = 0,2407 [kW/(m ² K)]	hr = 4,574 [kW/(m ² K)]
hrr = 4,574	h2 = 4,402	hgSH10 = 236,7 [kJ/kg]
hprom = 576 [kJ/kg]	hp,r = 0,7085 [kW/(m ² K)]	kcSH10 = 0,00007391 [kW/(m ² K)]
kskapa = 0,0000415 [kW/(m ² K)]	l = 0,2993 [m]	μ = 0,00008169 [kg/(m ² s)]
me = 0,01718 [kg/s]	me,002 = 0,0031 [kg/s]	me,020 = 0,001712 [kg/s]
me,n2 = 0,01237 [kg/s]	mr = 0,01085 [kg/s]	mprom = 138,1 [kg/(m ² s)]
N = 33	nl = 13	NNuc = 81,22
NNur = 95,86	nt = 3	NTU = 1,607
profundidad = 0,1211 [m]	Prc = 0,7334	Pr = 3,441
Prs = 0,7344	Ps0 = 1,09 [bar]	Pprom = 1,045 [bar]
Pcs = 1 [bar]	Pt0 = 22,9 [bar]	Pfrom = 21,9 [bar]
Pts = 20,9 [bar]	Qs = 6,818 [kW]	qdospima = 81,76 [kW/m ²]
Qr = 6,818 [kW]	Qmax = 8,527 [kW]	Qreal = 6,818 [kW]
ratioarea = 6,372	Re0 = 8192	Rei = 16907
ρc = 0,6762 [kg/m ³]	ρc,0 = 0,4799 [kg/m ³]	ρf = 531,2 [kg/m ³]
ρtsa = 56,91 [kg/m ³]	Sd = 0,01486 [m]	σcSH10 = 0,000003293 [kN/m]
SI = 0,008092 [m]	St = 0,02492 [m]	tita = 57 [degrees]
TsatcSH10 = 184,5 [C]	Tc0 = 543,5 [C]	Tpelicula = 282,6 [C]
Teprom = 372 [C]	Tc0 = 200,5 [C]	Tf0 = 114,5 [C]
Tprom = 193,2 [C]	Tb = 272 [C]	Tsupri = 189,3 [C]
Uhu = 0,07354 [kW/(m ² K)]	varre = 343	varri = 157,5
visc = 0,00002689 [kg/(m*s)]	Vol = 0,002676 [m ³]	Vc,entrada = 1,6 [m/s]
vr = 0,26 [m/s]	Vmax,diagonal = 23,27 [m/s]	Vmax,frontal = 3,652 [m/s]
X = 0,8	xl0 = -100	xvapor = 0,7996 [m]

Parametric Table: Table 1

	tita [degrees]	Vc,entrada [m/s]	Vmax,frontal [m/s]	Vmax,diagonal [m/s]	Ad [m ²]	ratioarea	Re _c	h _c [kW/(m ² K)]	NNuc	βcompac [1/m]
Run 1	30	1,6	3,652	1,826	0,003268	0,5	642,8	0,04297	14,5	69,46
Run 2	31,5	1,6	3,652	2,025	0,002947	0,5545	712,9	0,04627	15,61	73,35
Run 3	33	1,6	3,652	2,246	0,002657	0,615	790,7	0,04981	16,81	77,31
Run 4	34,5	1,6	3,652	2,493	0,002394	0,6826	877,6	0,05363	18,09	81,37
Run 5	36	1,6	3,652	2,77	0,002154	0,7585	975,2	0,05777	19,49	85,54
Run 6	37,5	1,6	3,652	3,083	0,001936	0,8442	1085	0,06228	21,01	89,81
Run 7	39	1,6	3,652	3,438	0,001736	0,9415	1210	0,06721	22,68	94,21
Run 8	40,5	1,6	3,652	3,845	0,001552	1,053	1354	0,07265	24,51	98,74
Run 9	42	1,6	3,652	4,315	0,001383	1,182	1519	0,07867	26,54	103,4
Run 10	43,5	1,6	3,652	4,862	0,001227	1,331	1712	0,08541	28,82	108,3
Run 11	45	1,6	3,652	5,506	0,001084	1,508	1938	0,093	31,38	113,3
Run 12	46,5	1,6	3,652	6,275	0,000951	1,718	2209	0,1017	34,3	118,5
Run 13	48	1,6	3,652	7,207	0,000828	1,974	2537	0,1116	37,66	123,9
Run 14	49,5	1,6	3,652	8,357	0,0007141	2,288	2942	0,1233	41,59	129,6
Run 15	51	1,6	3,652	9,807	0,0006085	2,686	3453	0,1372	46,28	135,5
Run 16	52,5	1,6	3,652	11,69	0,0005104	3,201	4116	0,1541	51,98	141,7
Run 17	54	1,6	3,652	14,23	0,0004194	3,896	5009	0,1752	59,12	148,2
Run 18	55,5	1,6	3,652	17,82	0,0003349	4,879	6273	0,2028	68,42	155,1
Run 19	57	1,6	3,652	23,27	0,0002564	6,372	8192	0,2407	81,22	162,3
Run 20	58,5	1,6	3,652	32,5	0,0001836	8,901	11443	0,2976	100,4	170
Run 21	60	1,6	3,652	51,45	0,000116	14,09	18111	0,3967	133,9	178,2

A modo de comprobación se adjunta igualmente la tabla de resultados y la tabla paramétrica del punto mínimo de operación a 1600rpm y 100% de carga.

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Ad = 0,0002564 [m ²]	altura = 0,07384 [m]	Aareal frontal = 0,03385 [m ²]
At = 0,003268 [m ²]	Aintext,ntu = 0,4344 [m ²]	Atubo = 0,00007854 [m ²]
$\beta_{comprac} = 162,3$ [1/m]	cpcSH10 = 2,973 [kJ/(kg*K)]	cpespecia = 1,136 [kJ/(kg*K)]
cvcSH10 = 1,981 [kJ/(kg*K)]	Cmin = 0,006815 [kW/K]	d = 0,01 [m]
e = 0,002 [m]	c = 0,9443	f = 0,03537
Fn = 9,361	fr = 1	f _r = 0,93
Gsr = 1,4	hc = 0,1166 [kW/(m ² *K)]	hr = 1,893 [kW/(m ² *K)]
hn = 1,893	hr2 = 1,837	hr,CSH10 = 236,7 [kJ/kg]
hr,front = 218,4 [kJ/kg]	hsp,f = 0,3001 [kW/(m ² *K)]	kcSH10 = 0,00007391 [kW/(m*K)]
Kescape = 0,00003627 [kW/(m*K)]	I = 0,2993 [m]	μ = 0,00008169 [kg/(m*s)]
m _c = 0,006 [kg/s]	m _{c,002} = 0,001082 [kg/s]	m _{c,h2o} = 0,0005977 [kg/s]
m _{c,n2} = 0,00432 [kg/s]	mr = 0,004283 [kg/s]	m _{prima} = 54,54 [kg/(m ² s)]
N = 33	nl = 13	NNu _c = 45,02
NNur = 40,61	nt = 3	NTU = 2,888
profundidad = 0,1211 [m]	Pr _c = 0,7342	Prr = 3,249
Pr _s = 0,7417	P _{ce} = 1,09 [bar]	P _{cprom} = 1,045 [bar]
P _{ca} = 1 [bar]	P _{le} = 22,9 [bar]	P _{pprom} = 21,9 [bar]
P _r = 20,9 [bar]	Q _c = 1,869 [kW]	qdospuma = 31,18 [kW/m ²]
Q _r = 1,869 [kW]	Q _{max} = 1,979 [kW]	Qreal = 1,869 [kW]
ratio _{area} = 6,372	Re _c = 3073	Rer = 6676
$\rho_c = 0,786$ [kg/m ³]	$\rho_{c,h}$ = 0,582 [kg/m ³]	ρ^f = 531,2 [kg/m ³]
$\rho_{f,ext}$ = 56,91 [kg/m ³]	Sd = 0,01486 [m]	σ_{CSH10} = 0,000003293 [N/m]
Sl = 0,008092 [m]	St = 0,02492 [m]	tita = 57 [degrees]
T _{satCSH10} = 184,5 [C]	T _{ce} = 400,2 [C]	T _{cprom} = 205,1 [C]
T _{cprom} = 263,1 [C]	T _{cs} = 126 [C]	T _{le} = 109,8 [C]
T _{front} = 147,2 [C]	T _{fs} = 184,5 [C]	T _{upart} = 187,7 [C]
U _{ntu} = 0,0453 [kW/(m ² *K)]	varT _c = 274,2	varT _l = 74,68
vis _c = 0,00002399 [kg/(m*s)]	Vol = 0,002676 [m ³]	V _{c,entrada} = 0,4607 [m/s]
vr = 0,1027 [m/s]	V _{max,diagonal} = 6,7 [m/s]	V _{max,frontal} = 1,051 [m/s]
X = 0,8	x _{le} = -100	X _{vapor} = 0,828 [m]

Parametric Table: Table 1

tita [degrees]	v _{c,entrada} [m/s]	v _{max,frontal} [m/s]	v _{max,diagonal} [m/s]	Ad [m ²]	ratio _{area}	Re _c	NNu _c	h _c [kW/(m ² *K)]	$\beta_{comprac}$ [1/m]	
Run 1	30	0,4607	1,051	0,5257	0,003268	0,5	241,2	8,035	0,02082	69,46
Run 2	31,5	0,4607	1,051	0,583	0,002947	0,5545	267,4	8,652	0,02242	73,35
Run 3	33	0,4607	1,051	0,6466	0,002657	0,615	296,6	9,315	0,02413	77,31
Run 4	34,5	0,4607	1,051	0,7177	0,002394	0,6826	329,3	10,03	0,02599	81,37
Run 5	36	0,4607	1,051	0,7975	0,002154	0,7585	365,9	10,8	0,02799	85,54
Run 6	37,5	0,4607	1,051	0,8876	0,001936	0,8442	407,2	11,65	0,03018	89,81
Run 7	39	0,4607	1,051	0,9899	0,001736	0,9415	454,1	12,57	0,03257	94,21
Run 8	40,5	0,4607	1,051	1,107	0,001552	1,053	507,9	13,59	0,0352	98,74
Run 9	42	0,4607	1,051	1,242	0,001383	1,182	569,9	14,71	0,03812	103,4
Run 10	43,5	0,4607	1,051	1,4	0,001227	1,331	642,1	15,97	0,04138	108,3
Run 11	45	0,4607	1,051	1,585	0,001084	1,508	727,3	17,39	0,04506	113,3
Run 12	46,5	0,4607	1,051	1,807	0,000951	1,718	828,8	19,01	0,04925	118,5
Run 13	48	0,4607	1,051	2,075	0,000828	1,974	951,9	20,87	0,05408	123,9
Run 14	49,5	0,4607	1,051	2,406	0,0007141	2,288	1104	23,05	0,05973	129,6
Run 15	51	0,4607	1,051	2,824	0,0006085	2,686	1295	25,65	0,06646	135,5
Run 16	52,5	0,4607	1,051	3,366	0,0005104	3,201	1544	28,81	0,07465	141,7
Run 17	54	0,4607	1,051	4,096	0,0004194	3,896	1879	32,77	0,0849	148,2
Run 18	55,5	0,4607	1,051	5,13	0,0003349	4,879	2353	37,92	0,09826	155,1
Run 19	57	0,4607	1,051	6,7	0,0002564	6,372	3073	45,02	0,1166	162,3
Run 20	58,5	0,4607	1,051	9,358	0,0001836	8,901	4293	55,66	0,1442	170
Run 21	60	0,4607	1,051	14,81	0,000116	14,09	6795	74,19	0,1922	178,2

12. ANEXO II

A continuación se adjuntan los planos de los despiece y los conjuntos soldados que dan forma al evaporador.

