

## MÁSTER UNIVERSITARIO EN Ingeniería Industrial

# TRABAJO FIN DE MÁSTER

***OPTIMIZACIÓN DE UN SISTEMA ORC PARA  
RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL DE UN  
MOTOR DE PROPULSIÓN MARINO***

**Alumno:** *Corrales Domínguez, Xabier*

**Director:** *Uriondo Arrue, Zigor*

**Departamento:** *Máquinas y motores  
térmicos*

**Curso académico:** *2018/2019*

*Bilbao, 12, junio, 2019*

# Indice

1.	Resumen trilingüe y palabras clave.....	1
2.	Introducción .....	3
3.	Estado del arte .....	4
3.1.	Estado del arte: Selección del fluido .....	4
3.2.	Estado del arte: Componentes de ciclo ORC .....	5
4.	Análisis de alternativas.....	7
5.	Beneficios .....	10
5.1.	Beneficios técnicos.....	10
5.2.	Beneficios económicos .....	10
5.3.	Beneficios sociales.....	10
6.	Objetivos y alcance .....	12
7.	Análisis de riesgos.....	14
7.1.	Riesgos relacionados con los datos de partida .....	14
7.2.	Riesgos relacionados con las hipótesis planteadas .....	15
7.3.	Riesgos relacionados con los equipos utilizados .....	15
7.4.	Matriz de riesgos .....	15
8.	Metodología.....	17
8.1.	Descripción del problema.....	17
8.2.	Resolución del problema.....	20
8.3.	Dimensionamiento de los intercambiadores de calor .....	25
8.3.1.	Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) .....	26
8.4.	Método NTU .....	28
8.5.	Análisis de rentabilidad.....	30
8.5.1.	Coste de los equipos.....	30
8.5.2.	Coste de combustible ahorrado .....	31
8.5.3.	Indicadores de rentabilidad .....	31
9.	Cálculos y resultados.....	32
9.1.	Cálculo de la presión de funcionamiento en el evaporador.....	32
9.2.	Dimensionamiento de los intercambiadores de calor .....	34
9.2.1.	Dimensionamiento del evaporador .....	34
9.2.2.	Dimensionamiento del condensador .....	39

9.3.	Método NTU .....	44
9.4.	Costes de los equipos.....	45
10.	Aspectos económicos. Presupuesto .....	47
10.1.	Estudio de rentabilidad .....	47
10.2.	Presupuesto .....	52
11.	Planificación y descripción de tareas. Diagrama Gantt.....	53
12.	Conclusiones.....	55
13.	Bibliografía.....	57
14.	Anexo I. Normativa aplicable.....	60
15.	Anexo II. Datos del motor.....	65
16.	Anexo III. Diagrama P-h del fluido de trabajo R1233zd(E).....	70
17.	Anexo IV. Comparativa entre ciclo ORC básico y ORC regenerativo.....	71
18.	Anexo V. Dimensionamiento de evaporador y condensador para 600, 900 y 1.200 kW .....	72
18.1.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 600 kW.....	72
18.2.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 900 kW.....	80
18.3.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 1.200 kW .....	84
19.	Anexo VI. Cálculo de los indicadores de rentabilidad para las configuraciones de 600, 900 y 1.200 kW .....	88
20.	Anexo VII. Código EES empleado para diseño del ciclo ORC básico y dimensionamiento de evaporador y condensador .....	93
21.	Anexo VIII. Código EES empleado para diseño del ciclo ORC regenerativo .....	102

## Lista de ilustraciones

Gráfica 1. Variación de la velocidad del fluido de trabajo (gas) con la velocidad del agua de camisas. 300 kW.....	35
Gráfica 2. Variación del diámetro interior de los tubos con la velocidad del agua de camisas. 300 kW .....	36
Gráfica 3. Variación del área total del evaporador con la velocidad del agua de camisas. 300 kW .....	36
Gráfica 4. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 300 kW.....	37
Gráfica 5. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 300 kW.....	38
Gráfica 6. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 300 kW .....	38
Gráfica 7. Variación de la velocidad del fluido de trabajo en fase gas en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 300 kW .....	39
Gráfica 8. Variación del diámetro interior de los tubos del condensador en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 300 kW .....	40
Gráfica 9. Variación del área total del condensador en función de la velocidad del agua de mar. 300 kW .....	41
Gráfica 10. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 300 kW.....	42
Gráfica 11. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 300 kW .....	42
Gráfica 12. Curva de relación del rendimiento con la temperatura del agua de camisas. ....	44
Gráfica 13. Situación económica anual durante los primeros quince años tras la inversión. ....	51
Gráfica 14. Coste de equipos en función de la potencia. ....	55
Gráfica 15. Variación de la velocidad del fluido de trabajo (gas) con la velocidad del agua de camisas. 600 kW.....	72
Gráfica 16. Variación del diámetro interior de los tubos con la velocidad del agua de camisas. 600 kW .....	73
Gráfica 17. Variación del área total del evaporador con la velocidad del agua de camisas. 600 kW .....	74
Gráfica 18. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 600 kW.....	75
Gráfica 19. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 600 kW.....	75

Gráfica 20. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 600 kW .....	76
Gráfica 21. Variación del diámetro interior de los tubos del condensador en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 600 kW.....	77
Gráfica 22. Variación del área total del condensador en función de la velocidad del agua de mar. 600 kW .....	77
Gráfica 23. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 600 kW.....	78
Gráfica 24. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 600 kW .....	79
Gráfica 25. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 900 kW.....	80
Gráfica 26. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 900 kW.....	81
Gráfica 27. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 900 kW .....	81
Gráfica 28. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 900 kW.....	82
Gráfica 29. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 900 kW .....	83
Gráfica 30. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 1.200 kW.....	84
Gráfica 31. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 1.200 kW.....	85
Gráfica 32. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 1.200 kW .....	85
Gráfica 33. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 1.200 kW.....	86
Gráfica 34. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 1.200 kW .....	87

## Lista de ilustraciones

Ilustración 1. Limitaciones de distintos fluidos orgánicos con el CE 517/2014.....	5
Ilustración 2. Configuraciones posibles para ciclo ORC.....	7
Ilustración 3. Esquema ciclo ORC básico. ....	17
Ilustración 7. Tabla paramétrica para la obtención de la Presión en el evaporador.....	33
Ilustración 8. Resultados resolución problema en EES para 300 kW.....	34
Ilustración 9. Consumo del generador en función de la carga.....	47
Ilustración 10. Diagrama Gantt del proyecto.. ....	53
Ilustración 11.División del mar en zonas.....	63
Ilustración 12. Motor Wärtsilä 9L32.....	65
Ilustración 13. Esquema, dimensiones y peso del motor.....	66
Ilustración 14. Diagrama p-h del fluido R-1233zd(E).....	70
Ilustración 15. Resultados del ciclo ORC básico obtenidos para una potencia de 300 kW.....	71
Ilustración 16. Resultados del ciclo ORC regenerativo obtenidos para una potencia de 300 kW.....	71

## Lista de tablas

Tabla 1. Matriz de riesgos.....	16
Tabla 2. Correlaciones empleadas para el cálculo del número de Nusselt.....	27
Tabla 3. Datos del problema .....	32
Tabla 4. Propiedades de los estados del ciclo. ....	33
Tabla 5. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 300 kW .....	43
Tabla 6. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 600 kW .....	43
Tabla 7. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 900 kW .....	43
Tabla 8. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 1.200 kW .....	43
Tabla 9. Presión en el evaporador y rendimiento para diferentes temperaturas de agua de camisas. ....	44
Tabla 10. Producción eléctrica para configuraciones de 300, 600, 900 y 1.200 kW. ....	45
Tabla 11. Costes de los equipos.....	46
Tabla 12. Ahorro de combustible para configuraciones de 300, 600, 900 y 1.200 kW. ....	48
Tabla 13. Indicadores de rentabilidad. ....	50
Tabla 14. Costes de inversiones del proyecto.....	52
Tabla 15. Costes de operación del proyecto. ....	52
Tabla 16. Costes totales y subtotales del proyecto. ....	52
Tabla 17. Datos técnicos del motor. Recuperado de la guía de producto Wärtsilä 32. ....	69

## Lista de acrónimos

<b>Acrónimo</b>	<b>Significado</b>
ORC	Ciclo orgánico de Rankine
PCA	Potencial contaminación atmosférica
ODP	Potencial destrucción de ozono
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica
NTU	Número de unidades de transferencia de calor
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
OMI	Organización marítima internacional

<b>Nomenclatura</b>	<b>Significado</b>
T	Temperatura (°C)
P	Presión (bar)
h	Entalpía (kJ/kg)
s	Entropía(kJ/kg·°C)
v	Volumen específico (m <sup>3</sup> /kg)
x	Título (-)
c <sub>p</sub>	Poder calorífico (kJ/kg)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
$\dot{Q}$	Calor (kW)
$\dot{W}$	Potencia (kW)
$\eta$	Rendimiento (-)
U	Coefficiente de transmisión de calor (kJ/kg·°C)
S	Superficie de tubos (m <sup>2</sup> )
L	Longitud de tubos (m)
DH	Diámetro hidráulico (m)
$\rho$	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )
$\nu$	Viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$\mu$	Viscosidad dinámica (kg/m·s)
Nu	Número de Nusselt (-)
Re	Número de Reynolds (-)
Pr	Número de Prandtl (-)
$\varepsilon$	Eficiencia (-)
k	Conductividad térmica (kW/m·°C)

<b>Subíndice</b>	<b>Significado</b>
SW	Agua de mar
JCW	Agua de las camisas del motor
pp	Pinch Point
s	Isoentrópico



# 1. Resumen trilingüe y palabras clave

## **Castellano:**

El objetivo del siguiente trabajo, consiste en realizar un estudio que permita optimizar la instalación de un ciclo ORC para diferentes potencias caloríficas disponibles. Para ello será necesario diseñar el ciclo ORC, mediante el cual se va obtener energía eléctrica en un buque aprovechando el calor residual del agua de refrigeración a alta temperatura del motor (camisas, culatas y enfriador de aire). El fluido de trabajo en el ciclo es el R1233zd(E).

Se diseñarán los intercambiadores de calor necesarios en el ciclo para configuraciones de 300, 600, 900 y 1.200 kW de potencia calorífica, empleando el método de la temperatura media logarítmica LMTD. Para los cálculos, se empleará el programa informático EES [1].

Por último, se analizarán los datos de operación durante 6 meses de un motor Wärtsilä 9L32 instalado en un buque, con los que se calculará la energía eléctrica que se produce con cada configuración de ORC y el combustible que permitiría ahorrar al buque.

## **Ingles:**

The aim of this project is based on realizing a study of the behavior of the ORC for different calorific power. It will be necessary to design the ORC, by means of which electrical energy is obtained in a ship taking advance of the waste heat recovery of the high temperature cooling water (for cylinder block, cylinder head and air cooler). The work fluid of the cycle is R1233zd(E).

The heat exchangers needed in the cycle for 300, 600, 900 and 1.200 kW calorific power configurations will be designed with the logarithmic mean temperature difference LMTD method. For the calculations, EES program will be used.

Finally, the operation data for 6 months of a motor Wärtsilä 9L32 installed on a ship will be analyzed, with which will calculate the electric power produced in each configuration of ORC and the fuel that would save the ship.

## **Euskera:**

Lan honen helburua bero-potentzia erabilgarri desberdinentzako ORC ziklo baten portaera aztertzea da. Horretarako ORC zikloa diseinatzea beharrezkoa da. Honen bidez itsasontzi baten motorraren bloketik (zilindro-atorra, zilindro burua eta airearen bero-trukagailua) goi-temperaturan datorren hozte-uraren hondar-beroa aprobetxatuz energia elektrikoa sortuko da. Zikloaren lan fluidoa R123zd(E) da.

Zikloan 300, 600, 900 eta 1.200 kW-ko bero-potentzia duten konfigurazioentzako beharrezkoak diren bero-trukagailuak diseinatzeko, LMTD batezbesteko temperatura

logaritmikoaren metodoa erabiliko da. Honako kalkuluak egiteko EES programa informatikoa erabiliko da.

Azkenik, itsasontzi baten instalatuta dagoen Wärtsilä 9L32 motore batek 6 hilabetetan zehar izan dituen operazio datuak aztertuko dira. Datu hauekin ORC konfigurazio bakoitzeko sortzen den energia elektrikoa eta horri esker itsasontziak aurreztuko duen erregaia kalkulatu da.

### **Palabras clave**

Obtención de energía eléctrica, ahorro en consumo de combustible, ciclo orgánico de Rankine, motor de combustión interna alternativo, refrigerante, calor residual, transporte marítimo.

## 2. Introducción

En la actualidad existe una gran preocupación debido al calentamiento global y la contaminación. Una de las principales causas de la generación de gases de efecto invernadero y emisión de partículas contaminantes, es la quema de combustibles fósiles, siendo el transporte uno de los principales focos de atención ligados a esta causa. El transporte marítimo se trata de uno de los mayores emisores de gases contaminantes, y es por ello, por lo que se realiza el estudio para la optimización de un ciclo ORC que permita el ahorro del consumo de combustibles fósiles de un buque para la generación de electricidad a bordo.

Es evidente esta preocupación a nivel internacional puesto que son numerosos los convenios internacionales en los que se hace hincapié a la prevención de las emisiones contaminantes, así como también a la seguridad y al medioambiente. Entre otros destacar el convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques de 1973 (convenio MARPOL) y convenio internacional sobre cooperación, preparación y lucha contra la contaminación por hidrocarburos de 1990.

### 3. Estado del arte

En las últimas décadas, ha surgido un notable interés por la recuperación del calor residual de baja temperatura. El potencial de la recuperación del calor residual de los gases de escape de un motor o de procesos industriales es particularmente prometedor [2]: investigaciones estadísticas indican que el calor residual de baja temperatura supone el 50% o más del calor total generado en la industria [3]. Las actividades de recuperación de calor pueden ser muy amplias, siendo los equipos susceptibles de ser mejorados:

- Compresores
- Calderas
- Sistemas de refrigeración
- Motores
- Evaporadores
- Secaderos
- Hornos

Dentro de las soluciones que se proponen para el aprovechamiento de calor residual, el ciclo Orgánico de Rankine (ORC) ha resultado ser el método más empleado. En este tipo de sistemas, el fluido de trabajo es una sustancia orgánica que, para fuentes de calor de baja temperatura, funciona mejor que el agua. Esto es debido a que la temperatura de evaporación del fluido refrigerante es inferior y permite completar el ciclo con un rango de temperaturas menor.

#### 3.1. Estado del arte: Selección del fluido

El uso de ciclos ORC para recuperación de calor residual ha sido estudiado en numerosos trabajos previos. La gran parte de estos estudios se han centrado en la selección del fluido de trabajo, y han demostrado que la eficiencia del ciclo depende en gran medida de la presión del evaporador [4]. El diseño del ciclo ORC, ha sido el principal foco de estudio de muchos autores, como Larjola, [6] que estudió la implementación de una bomba alimentada con un turbo-generador de alta velocidad y sin aceite, en ciclos ORC de 100 kWe. También se han estudiado configuraciones de ciclos avanzadas. Chen et al [8], estudió el ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> como alternativa al ciclo ORC simple de R123 y demostró como la potencia que se obtiene en el ciclo transcrito es escasamente mayor que la obtenida en el ciclo simple.

El protocolo de Montreal de 1987, fue el protocolo diseñado para proteger la capa de ozono reduciendo progresivamente la producción y el consumo de aquellas sustancias que se ha estudiado que reaccionan con ella, produciendo el agotamiento de la misma, hasta la prohibición del su uso de sustancias con ODP mayor que 0 a partir del año 2010. La aplicación de la normativa CE 517/2014 que entró en vigor el 1 de enero de

2015, reduce también el número de posibles fluidos orgánicos de trabajo. A partir del año 2020, queda prohibido el uso de aquellos fluidos cuyo PCA sea superior a 2500. En 2022, quedarán prohibidos equipos de nueva instalación cuyo fluido de trabajo posea un PCA por encima de 150, mientras que, a partir del año 2025, ningún equipo podrá emplear un fluido cuyo PCA sea superior a 750. Investigaciones recientes, las cuales tienen en cuenta estas limitaciones, como la que se llevó a cabo en la universidad de la Costa y universidad del Atlántico [9]., demuestran como el fluido orgánico R1233zd(E), es el fluido con el que se obtiene mayor potencia neta y mayor eficiencia térmica, seguido por el R1234zd(Z) y el R245fa.

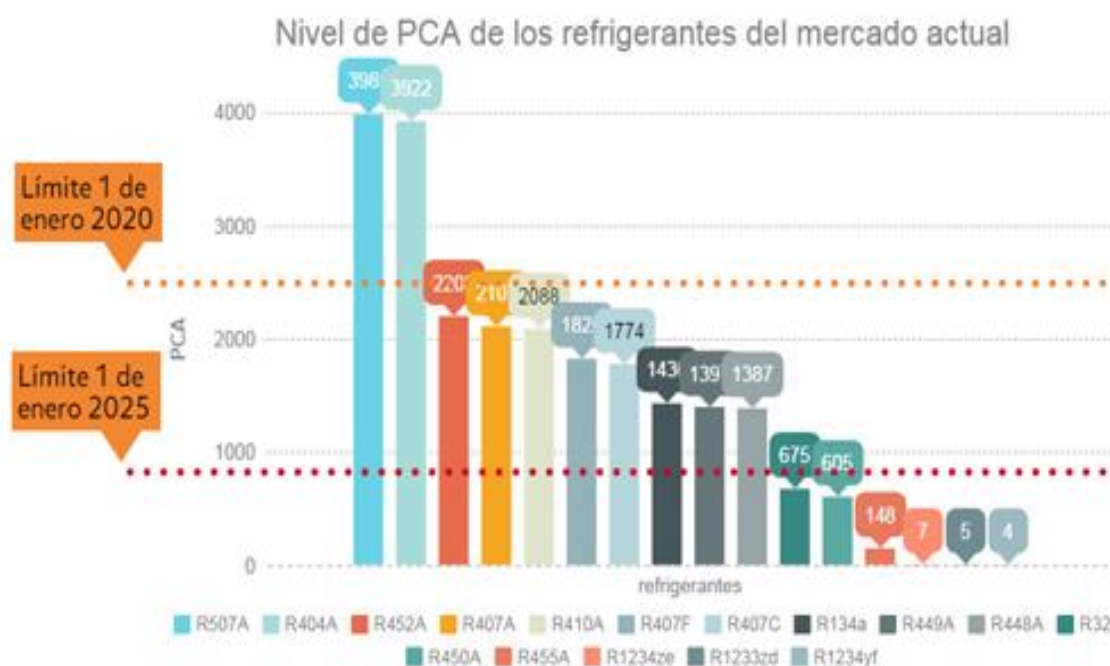


Ilustración 1. Limitaciones de distintos fluidos orgánicos con el CE 517/2014. Arnabat, I. (2015). : Los gases refrigerantes sustitutos - Infografía: evolución y futuro. Recuperado de <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/evolucion-futuro-refrigeracion-gases-refrigerantes.html>

### 3.2. Estado del arte: Componentes de ciclo ORC

Los principales componentes, y los que suponen además las mayores limitaciones para la instalación del ciclo ORC, son los intercambiadores de calor y la maquina expansora.

- Intercambiadores de calor

Se trata de elementos fundamentales para el ciclo de Rankine, ya que es donde tienen lugar los procesos de transferencia de calor necesarios para el funcionamiento del ciclo. Existen dos procesos de transferencia de calor, el calentamiento que tiene lugar en el evaporador y que resulta en la evaporación del fluido de trabajo mediante el enfriamiento de la fuente de calor residual, y el calentamiento del foco frío por condensación del fluido de trabajo del ciclo que tiene lugar en el condensador. Las potencias de transferencia y, en algunos casos, las bajas diferencias de temperaturas entre puntos y focos, hacen que la selección del tipo de intercambiador sea crucial para una implementación exitosa.

- Máquina expansora

El expansor es el elemento que determina significativamente el modo en el que la energía del fluido se transforma en potencia mecánica. La selección de la máquina expansora depende de las condiciones termodinámicas de la sustancia a la entrada y salida del mismo. Dependiendo de las condiciones, la máquina expansora puede ser:

- Máquina de fluido continuo (turbina) [10]

Las turbinas son expansores en el que existe un caudal volumétrico continuo que es expandido a lo largo de la máquina. Presentan como ventajas respecto a las de tipo volumétrico que disponen de una estructura más compacta y la fabricación es más sencilla. Pueden presentar problemas si se instalan en sistemas de recuperación de calor residual, pues necesitan de grandes velocidades de giro y grandes caudales para obtener unos rendimientos aceptables [11] [12].

- Máquina volumétrica (expansor de tornillo, scroll [13], pistón alternativo...)

El régimen de giro de un MCI, es similar al régimen de giro de un expansor volumétrico, por lo que convierte a estos en una solución para el aprovechamiento de calores residuales. A pesar de ello, presenta problemas como la necesidad de lubricación [14]. Los tipos de expansores volumétricos más empleados para la recuperación del calor residual, han sido:

- Expansores rotativos. El principal interés en emplear este tipo de expansores, se debe a que no requieren de válvulas, ya que tanto el proceso de carga como el proceso de descarga se llevan a cabo por lumbreras. Por otro lado, presentan velocidades relativamente bajas en sus componentes, lo que hace que no se requiera lubricación. La principal desventaja de este tipo de expansores, es que las pérdidas que se producen por fugas afectan notablemente al rendimiento del ciclo, es por ello que el expansor más investigado recientemente es el expansor scroll [13].
- Expansores de paletas. Presentan un funcionamiento muy simple y el proceso para su fabricación es relativamente sencillo. Investigaciones como Tahir et al. [15] obtuvieron, para expansiones típicas de un proceso ORC, rendimientos isoentrópicos del 48%.
- Expansores del tipo pistón. Los procesos de admisión, expansión y descarga tienen lugar en el propio volumen, a diferencia de los expansores rotativos. Este tipo de expansores tiene un menor número de fugas que otro tipo de expansores, pero necesita lubricación.

## 4. Análisis de alternativas

En la ilustración 2 se muestran diferentes configuraciones posibles del ciclo ORC para el aprovechamiento del calor residual de un motor. En la ilustración se muestran tanto sus esquemas como sus diagramas T-s (Temperatura-entropía)

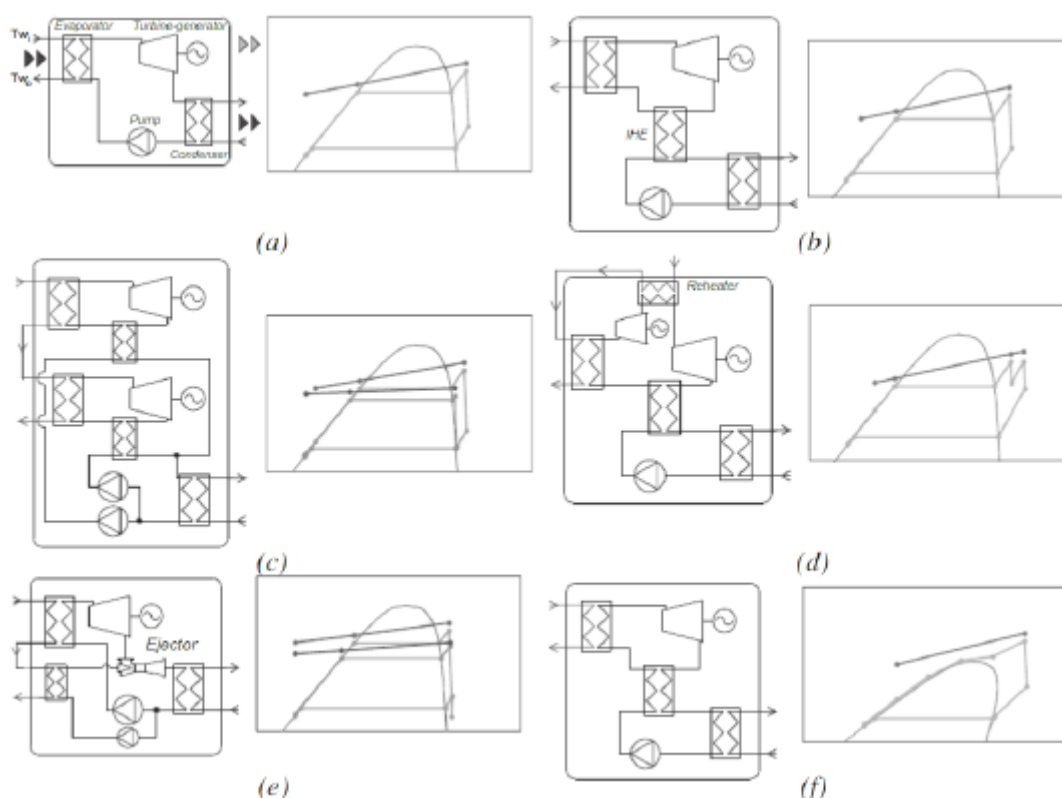


Ilustración 2. Configuraciones posibles para ciclo ORC. Peris, B. y Navarro-Escribá, J. (2013). Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery. Recuperado de <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113005978>

### (a) Ciclo ORC básico

Se trata de la configuración más simple. Las condiciones en las que trabaja son subcríticas y el ciclo requiere de un menor número de componentes que otras posibles configuraciones.

El funcionamiento del ciclo consiste en bombear el fluido de trabajo para aumentar la presión del fluido de trabajo. A la salida de la bomba, el fluido entra en el evaporador, donde se produce el cambio de fase, convirtiéndose el fluido en vapor sobrecalentado al recoger el calor que cede el fluido caliente. Inmediatamente después del evaporador está situado el expansor, que cuyo eje conectado a un generador, transforma la energía mecánica producida con la expansión del fluido en energía eléctrica. Por último, para cerrar el ciclo, el fluido una vez ya expandido, es condensado para ser bombeado de nuevo.

(b) Ciclo ORC regenerativo

Se trata de una configuración similar a la del ciclo ORC básico. La única diferencia entre ambas configuraciones, es que el ciclo regenerativo dispone de un intercambiador de calor más que es el que hace de regenerador. Este sistema presenta como ventaja un aumento del rendimiento del ciclo al emplear parte del calor disponible en el fluido a la salida del expansor para precalentar el líquido bombeado antes de su entrada al evaporador. Este aumento de rendimiento bien es cierto, que viene acompañado de unos costes de inversión más elevados al tener que añadir un intercambiador de calor más al ciclo.

(c) Ciclo ORC regenerativo doble

Sistema equivalente a trabajar con dos ciclos ORC regenerativos en dos etapas con un único condensador común. La desventaja principal que presenta esta configuración, es el complejo esquema que presenta el ciclo, el cual supone de unos costes de inversión muy elevados.

(d) Ciclo ORC con recalentamiento

Configuración diseñada para realizar dos expansiones, una expansión del fluido a alta presión y otra del fluido a una presión intermedia. Entre las dos expansiones, el fluido está sometido a un recalentamiento con el que se obtiene vapor sobrecalentado a la presión intermedia.

La principal ventaja que tiene esta configuración, es que, al realizar un recalentamiento, el título final del fluido en las últimas etapas de la expansión aumenta, reduciendo con ello el deterioro del expansor. Esto permite que la presión de trabajo en el evaporador sea mayor, aumentando la potencia obtenida y el rendimiento del ciclo.

Por contra, la principal desventaja de la disposición del ciclo ORC con recalentamiento es que el diseño del ciclo es más complicado y dispone de un mayor número de equipos, ya que es necesario un expansor adicional con su correspondiente generador y alternador, así como un intercambiador de calor para realizar el recalentamiento del fluido, lo cual hace que los costes de inversión aumenten notablemente.

(e) Ciclo ORC con eyector

Este ciclo fue propuesto por Li et. [17] con el objetivo de reducir la contrapresión en el expansor valiéndose de un eyector. Además de eso, el sistema se combina con una segunda etapa en el evaporador, cuyo vapor hace de fluido primario en el eyector. Mediante este sistema se consigue aumentar la temperatura diferencial en el expansor, con lo que el rendimiento eléctrico es mayor. El principal problema de este sistema es que no se consigue una gran precisión en las temperaturas de retorno a la fuente de calor. Fluidos que trabajan a baja presión, como el SES36; o fluidos con puntos críticos bajos, como el R125 o el R218, no funcionan en esta configuración.



(f) Ciclo ORC regenerativo transcrítico

El ciclo transcrítico, se caracteriza por trabajar con presiones superiores a la del punto crítico, evitando entrar en la región líquido-vapor en el calentamiento. El ciclo dispone además de un recalentador que permite aumentar el rendimiento térmico del ciclo.

**Configuración seleccionada**

Para el presente trabajo, se va analizar la configuración de ORC básico, ya que, si bien el resto de configuraciones permiten obtener mayores potencias y rendimientos térmicos [19], la inversión a realizar en añadir los equipos extra necesarios, difícilmente será recuperada como se demuestra en estudios como el realizado en la universidad Jaume I por Bernardo Perís, Joaquín Navarro-Esbrí, Francisco Molés y Adrián Mota Babiloni [18].

## 5. Beneficios

El presente trabajo vendrá acompañado de diversos beneficios que se va a dividir en tres categorías, beneficios en el plano técnico, en el plano económico, así como en determinados aspectos sociales.

### 5.1. Beneficios técnicos

El beneficio técnico más notable del proyecto, es que los usuarios del buque van a disponer de una fuente de energía eléctrica renovable, la cual anteriormente no disponían y en caso de querer disponer de electricidad, debían realizar un consumo de combustible extra.

### 5.2. Beneficios económicos

Como ya se ha comentado en los beneficios técnicos, los usuarios del buque van a disponer de una electricidad “gratis” que antes no tenían.

Por otro lado, la producción de energía eléctrica, viene acompañado de un ahorro del combustible extra que era necesario para la generación de electricidad, lo que también se ve traducido como un ahorro económico.

Aun así y con todo esto, como en todo proyecto, es necesario realizar el pertinente estudio de rentabilidad y comprobar si los costes de todos los equipos necesarios para la instalación, que permite el aprovechamiento del calor residual para la obtención de energía eléctrica, la instalación y el mantenimiento de los mismos, quedan totalmente paliados y permiten conseguir ahorros en términos económicos.

### 5.3. Beneficios sociales

Como se ha comentado en los beneficios anteriores, se pretende obtener una reducción del consumo de combustible para la consecución de energía eléctrica, obteniéndose esta de un modo renovable empleando el calor residual del agua refrigerante del bloque del motor (camisas del motor, culatas y enfriador de aire en el lado de alta temperatura). Esta reducción del consumo de combustible, resulta en una disminución en las emisiones de contaminantes en forma de CO<sub>2</sub>

Otro beneficio también ligado al tema medioambiental, se produce con el uso del refrigerante R1233zd(E) para completar el ciclo ORC. Esto se debe a que tiene un PCA mucho menor que el resto de fluidos orgánicos, reduciendo en gran medida el impacto que producen los gases de efecto a invernadero en caso de que se pueda producir cualquier tipo de fuga del fluido orgánico, contribuyendo con esto a la reducción del calentamiento global del planeta.

Por otro lado, el proyecto al tratarse de un estudio de una tecnología que pretende generar una fuente de energía limpia y que aún no está muy desarrollada, podría ser implantada en proyectos futuros de otro tipo que busquen beneficiarse de este

aprovechamiento energético que además tiene en cuenta numerosas medidas para cuidar el medioambiente.

## 6. Objetivos y alcance

Como se ha comentado anteriormente, se va analizar el aprovechamiento para el calor residual del agua de refrigeración de las camisas proveniente del motor de un buque marino. Se propondrá una solución para recuperar parte de este calor que es desaprovechado y transformarlo mediante un ciclo ORC en energía eléctrica que pueda ser consumida por el barco.

La temperatura del agua de las camisas del motor, hacen que no se pueda emplear un ciclo de Rankine convencional en el que el agua es el fluido de trabajo y alcanza temperaturas de en torno a los 200°C [20]. Esto resulta en el análisis de la viabilidad del ciclo orgánico de Rankine (ORC), que como ya se ha comentado anteriormente, el proceso de ambos ciclos es similar y lo único que cambia en el ciclo orgánico de Rankine es que emplea un fluido orgánico en lugar de agua como fluido de trabajo. Este fluido orgánico, tiene temperaturas de evaporación mucho más inferiores a la del agua, permitiendo que el fluido sea capaz de completar el ciclo sin tener que alcanzar temperaturas tan altas. Este es el principal motivo que convierte a los ciclos ORC en adecuados para este trabajo en concreto, en el que la fuente de calor de la que se dispone es una fuente de calor de baja temperatura.

El trabajo se puede dividir en dos etapas. Una primera etapa, en la que se realiza el diseño del ciclo ORC y el dimensionamiento de los dos intercambiadores de calor, condensador y evaporador basándose en estudios previos realizados que definen que fluido de trabajo es el más idóneo para completar el ciclo. Las dimensiones de los intercambiadores de calor resultan en parámetro crítico en el presupuesto final del proyecto. Para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor, se empleará el método iterativo LMTD, que mediante el uso de unas correlaciones y de unas simplificaciones que se explican en la metodología, y con la resolución en el programa EES [1], se obtendrán las dimensiones optimas y aproximadas del evaporador y condensador final del ciclo.

La segunda etapa del trabajo, se basa en analizar partiendo de los datos reales de operación del motor de un buque durante seis meses, la producción de energía eléctrica que se obtiene para cada configuración propuesta y comprobar si estas configuraciones son verdaderamente rentables realizando un análisis de rentabilidad en el que se compara los costes que suponen la producción de las unidades ORC con los costes de combustible ahorrados para la generación de energía eléctrica.

Con todo esto, se definen los objetivos del proyecto para dar solución al aprovechamiento del calor residual del motor de barco mediante al ciclo ORC.

- Diseñar un ciclo ORC que funcione con el fluido de trabajo R1233z(E) para obtener energía eléctrica en el buque.
- Diseñar los intercambiadores de calor, seleccionando la disposición que van a tener, el número de tubos, el diámetro y el espesor de los mismos, la longitud de

la coraza de evaporador y condensador, así como la superficie total de los tubos con la que se va a determinar el precio aproximado de los intercambiadores.

- Partiendo de los datos reales de operación del motor de un buque, obtener para cada configuración que se propone, la producción energética anual.
- A través de la producción energética que se obtiene con cada propuesta, calcular la cantidad de combustible que el buque se ahorra para obtener esa cantidad de energía y comprobar si las instalaciones de las propuestas son rentables en términos económicos.

## 7. Análisis de riesgos

Todo estudio como el que se realiza en el presente trabajo, trata de ofrecer una solución o serie de posibles soluciones a los problemas que se plantean en el mismo. A fin de evitar aquellos factores que puedan variar el resultado a la hora de implementar el proyecto, identificarlos resulta de vital importancia para poder analizar los resultados con una mayor perspectiva, y tenerlos presentes en todo momento para la toma de decisiones, ya que estos pueden resultar desde pequeños problemas que alteren ligeramente el funcionamiento normal hasta problemas más serios que pueden acabar en catástrofes. Es por ello por lo que se realiza el pertinente análisis de riesgos.

Existen diversos factores que pueden de manera directa o indirecta afectar en el estudio. Se van a dividir en tres grupos.

### 7.1. Riesgos relacionados con los datos de partida

Para llevar a cabo la resolución termodinámica del problema, se han tomado unos datos de partida que, si bien es cierto que no se prevé que su impacto influya en gran medida en los resultados, su influencia no deja de estar presente, y es un factor a tenerse en cuenta.

- La temperatura del agua de mar es un valor que varía en función de la zona donde se encuentre el buque y de la época del año. Aunque se tome un valor medio de temperatura y la variación no sea muy notable, no se trata de un valor constante. Esto tiene influencia en que la temperatura y la presión de trabajo en el condensador van a variar, por lo que también el trabajo que desarrolla la bomba que lo suministra.
- Los valores de rendimientos isoentrópicos, eficiencias o pérdidas de carga, son basados en equipamientos similares, que, aunque se ha intentado ajustar lo máximo posible con los equipos que están disponibles en el mercado, no tienen por qué ajustarse con el valor real y puede haber diferencias en los resultados.

## 7.2. Riesgos relacionados con las hipótesis planteadas

El dimensionamiento de evaporador y condensador del ciclo se realiza mediante el método iterativo de la temperatura media logarítmica (LMTD). En este método se emplean varias correlaciones obtenidas a partir de resultados semi-empíricos y no son exactos. Además, estas correlaciones están obtenidas para otros fluidos de trabajo y aunque se pueden considerar extrapolables, siempre se introducirá un pequeño error. Este riesgo será tomado en cuenta desde el principio, tomándose las dimensiones de los intercambiadores de calor como unos valores aproximados y no como unos valores exactos. Siendo conscientes de este riesgo, su incidencia se reduce notablemente.

## 7.3. Riesgos relacionados con los equipos utilizados

Los equipos utilizados en el ciclo también son otro factor que puede introducir fallos. El estudio se realiza tomando todos los equipos como cajas negras, sin tener en cuenta lo que sucede en el interior de ellos y obviando cualquier problema que puedan ocasionar o cualquier avería que puedan sufrir, suponiéndolos en todo momento dimensionados completamente a las necesidades establecidas.

También se debe tener en cuenta que los equipos reales que se instalen, no van a proporcionar tanto nivel de detalle como la resolución teórica, con el tiempo los equipos irán sufriendo un mayor desgaste y perderán en precisión.

## 7.4. Matriz de riesgos

Para analizar la probabilidad de que sucedan los riesgos identificados anteriormente y ver el impacto que pueden tener sobre el proyecto, se va a realizar la correspondiente matriz de riesgos.

En la matriz, se introducen los diferentes riesgos identificados donde las filas de la matriz indican la probabilidad de que sucedan los riesgos y las columnas el impacto que tienen dichos riesgos sobre el proyecto. Tanto probabilidad como impacto pueden tomar los siguientes valores:

1. Bajo
2. Medio
3. Alto

El riesgo es por tanto producto de la probabilidad de que suceda y el impacto que tiene sobre el proyecto. Los riesgos quedan por tanto agrupados en 3 grupos:

1. Riesgo bajo
2. Riesgo medio
3. Riesgo alto

Con todo esto, la matriz de riesgos queda:

		Impacto		
		Bajo	Medio	Alto
Probabilidad	Alto	- Datos de partida.	- Desgaste de los equipos	
	Medio	- Hipótesis planteadas		- Averías de equipos de la instalación
	Bajo			

Tabla 1. Matriz de riesgos



## 8. Metodología

### 8.1. Descripción del problema

El esquema del ciclo ORC básico y el diagrama T-s se muestran en las ilustraciones 3 y 4 respectivamente.

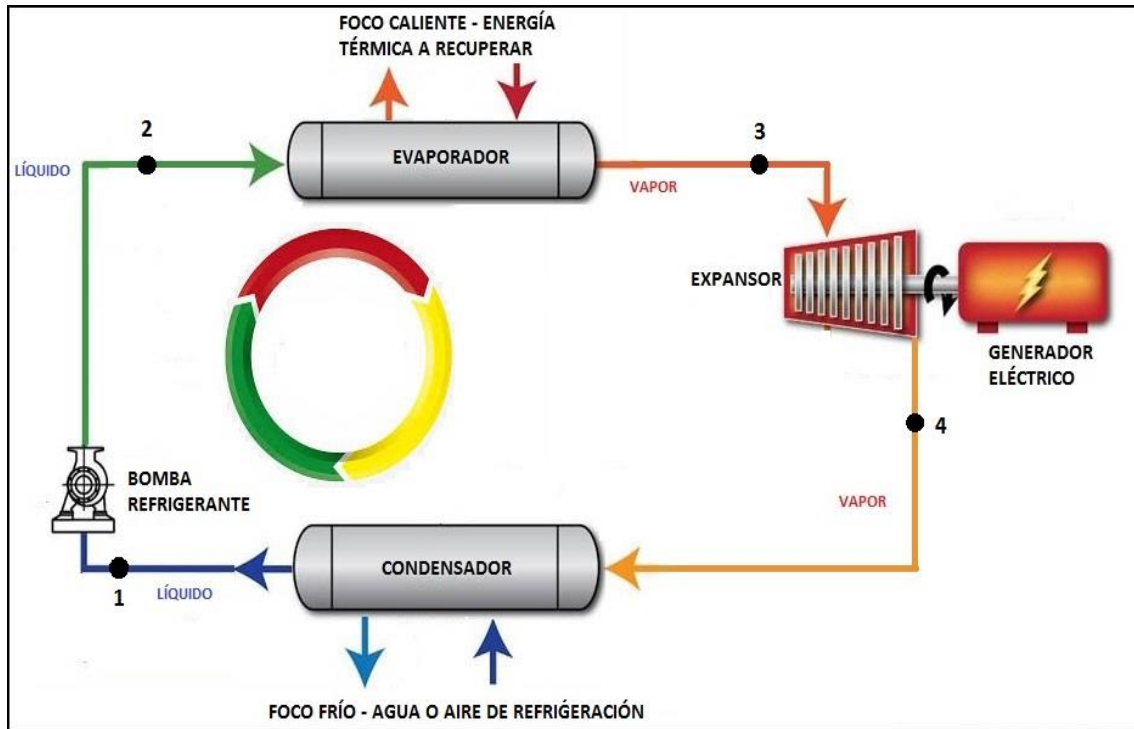


Ilustración 3. Esquema ciclo ORC básico. Fuente: <http://enerbasque.com/tecnologia-orc>

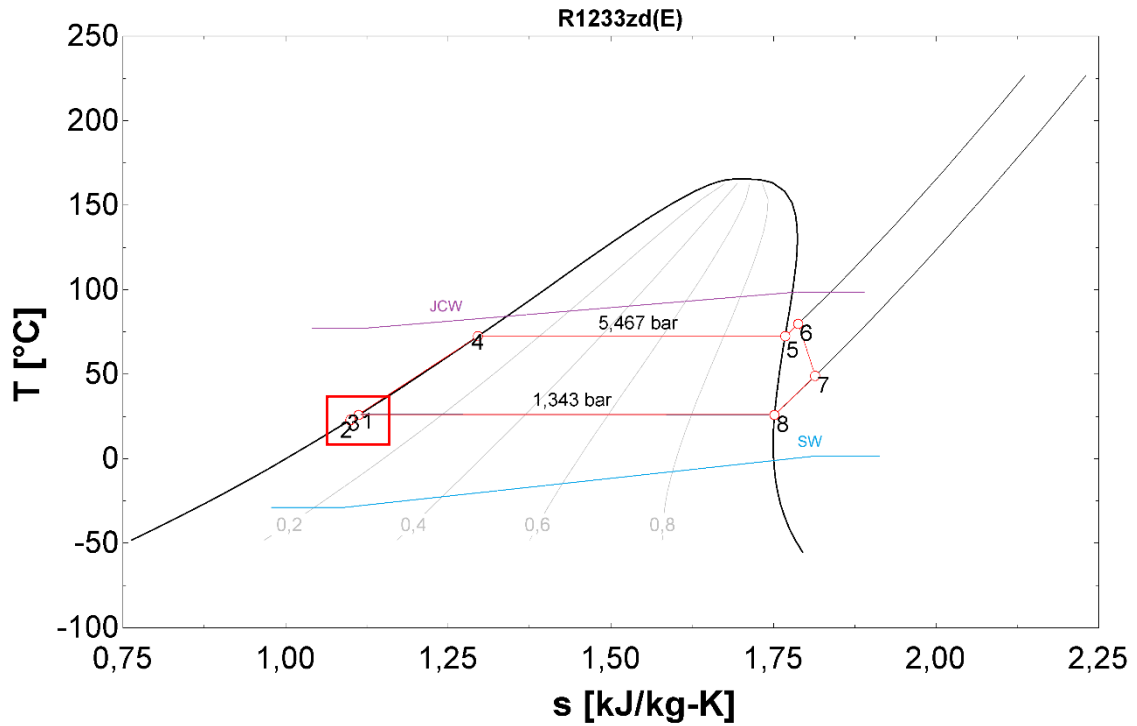


Ilustración 4. Diagrama T-s del ciclo ORC. Elaboración propia con EES

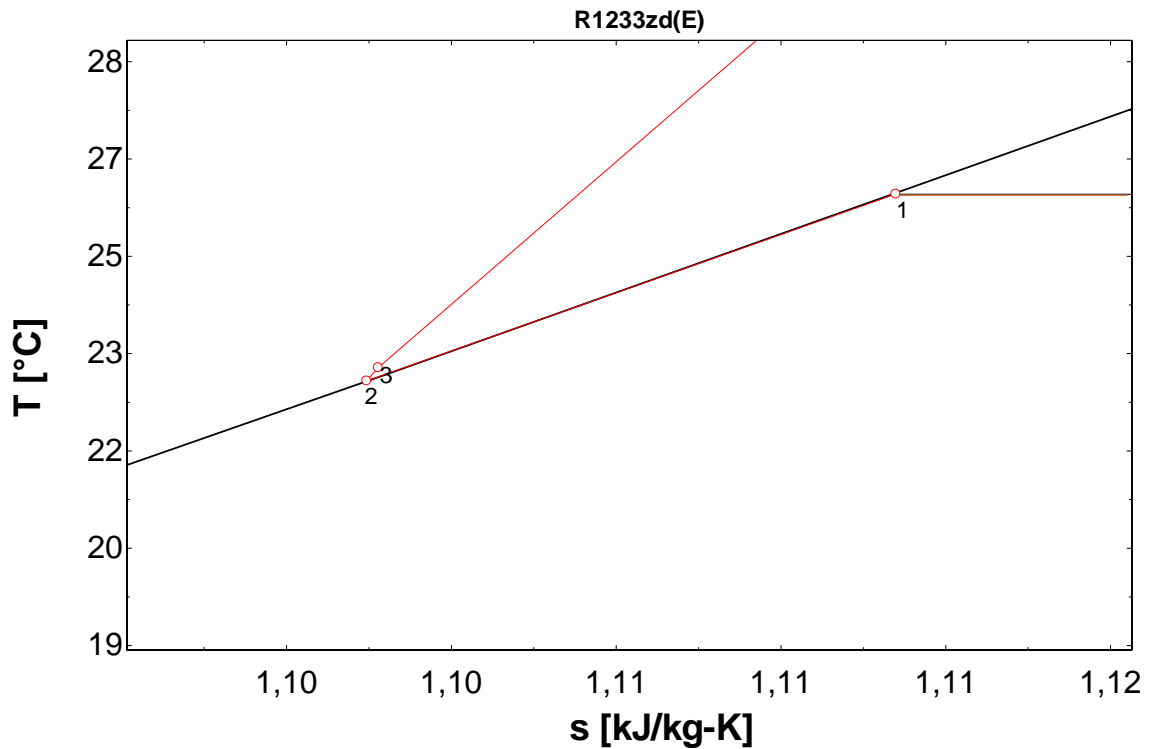


Ilustración 5. Detalle del diagrama T-s en la zona de líquido subenfriado

En la ilustración 6, se muestra el diagrama de flujo que recoge los procesos que tienen lugar en el ciclo.

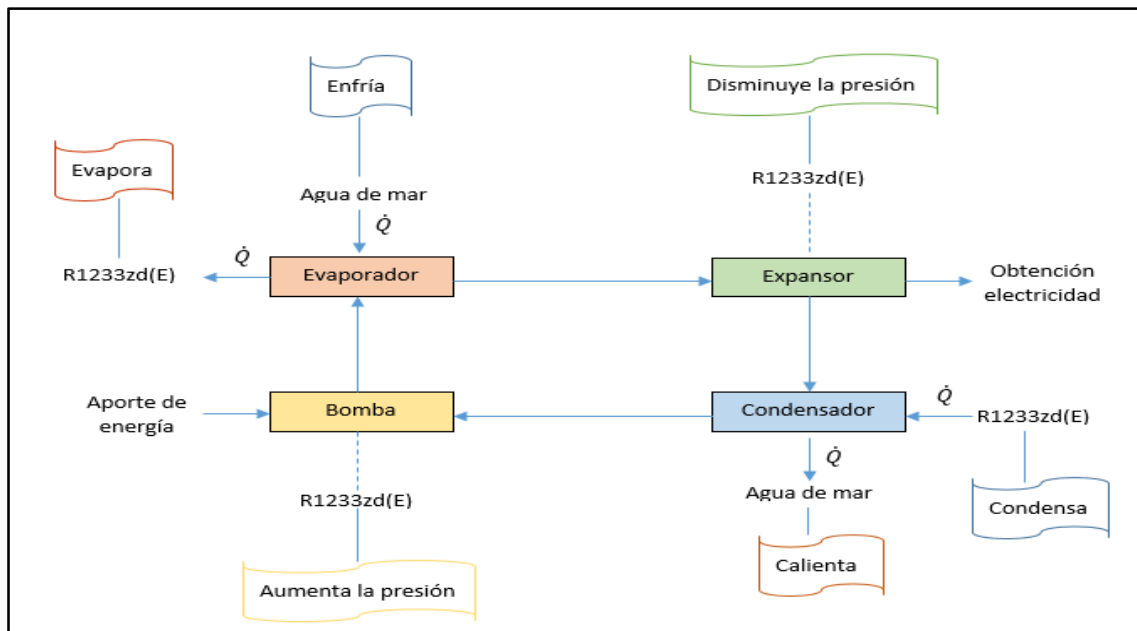


Ilustración 6. Diagrama de flujo. Elaboración propia.

A continuación, se realiza una breve explicación de cada proceso que tiene lugar en el ciclo desglosado por equipos.

- En el condensador:
  - 7-8: El fluido R1233zd(E), cede calor al agua de mar que se emplea para refrigerar, pasando el fluido de trabajo desde el estado de vapor sobrecalentado a vapor saturado.
  - 8-1: El R1233zd(E) continúa cediendo calor al agua de mar y se produce la condensación pasando de un estado de vapor saturado a líquido saturado.
  - 1-2: El condensador está sobredimensionado para que el líquido saturado sea subenfriado asegurando así que a la bomba llegue en todo momento el fluido de trabajo en fase líquida.
  - $SW_{in}-SW_{out}$ : Representa el calentamiento del agua de mar que se emplea para condensar el fluido de trabajo. El punto del condensador donde la temperatura del agua de mar y la temperatura del R1233zd(E) se encuentran más cercanas, se corresponde a cuando el fluido se encuentra como vapor saturado. A ese punto en el que la temperatura del agua de mar es más cercana a la del R1233zd(E), se le conoce con nombre de Pinch Point.
- En la bomba:
  - 2-3: Se aumenta la presión del fluido en estado líquido desde la presión de trabajo en el condensador hasta la presión de trabajo en el evaporador. Para ello es necesario un consumo de energía por parte de la bomba.
- En el evaporador:

- 3-4: El agua a alta temperatura que proviene de las camisas del motor, cede calor al fluido de trabajo. El fluido pasa de líquido subenfriado a líquido saturado.
- 4-5: El R1233zd(E) continúa recibiendo el calor cedido por el agua de las camisas del motor, y se produce la evaporación del fluido, pasando del estado de líquido saturado a vapor saturado.
- 5-6: En esta fase del evaporador, el fluido de trabajo continúa recogiendo el calor que cede el agua de las camisas del motor de modo que el vapor pasa a ser vapor sobrecalentado. El evaporador se sobredimensiona para garantizar que el vapor sobrecalentado durante la expansión del fluido en el expansor, supere la fase bifásica de líquido y vapor, para evitar graves deterioros para los alabes del expansor.
- JCWin-JCWout: Representa el enfriamiento del agua de las camisas del motor que cede el calor que permite la evaporación del fluido de trabajo. El punto del evaporador donde la temperatura del agua de las camisas del motor y la temperatura del R1233zd(E) se encuentran más cercanas, se corresponde a cuando el fluido de trabajo se encuentra como líquido saturado. Ese punto del agua de las camisas del motor, se le conoce con el nombre de Pinch Point.
- En el expansor:
  - 6-7: En el expansor, se produce el aprovechamiento de la energía contenida en el fluido. Se expande pasando desde la presión a la que se trabaja en el evaporador hasta la presión a la que trabaja el condensador.

## 8.2. Resolución del problema

Para la resolución del problema, en primer lugar, se diseñará el ciclo ORC, en el que se tomarán  $n$  incógnitas a obtener, para las que se dispondrá de  $n-1$  ecuaciones. Para poder resolver este sistema indeterminado, se realizará una tabla paramétrica dando una serie de diferentes valores a la incógnita de la presión de trabajo en el evaporador a fin de obtener la presión de trabajo óptima para el fluido con los datos de partida que se dispone. La resolución del ciclo termodinámico, consiste en resolver el ciclo ORC básico de la ilustración 2. Se tomará como conocido el estado termodinámico de un punto del ciclo cuando se conozcan dos propiedades del mismo, siempre y cuando no se trate de un punto que se encuentra dentro de la campana de vapor y se conozca presión y temperatura.

- **Agua de las camisas del motor**

Partiendo de la temperatura de salida del agua de las camisas del motor, que se corresponde con la entrada al evaporador del ciclo y conociendo el salto térmico, se obtiene la temperatura de salida del evaporador del agua de las camisas del motor.

$$T_{JCW;out} = T_{JCW;in} - \Delta T_{JCW} \quad (1)$$

El calor específico del agua se obtiene de conocer la presión del agua de las camisas y la temperatura media entre entrada y salida al evaporador.

$$c_{p;JCW} = c_p(\text{Water}; T = \frac{T_{JCW,in} + T_{JCW,out}}{2}; P = P_{JCW}) \quad (2)$$

De la potencia calorífica del agua de las camisas del motor, el calor específico y la diferencia de temperaturas, se obtiene el caudal de agua de las camisas del motor.

$$\dot{m}_{JCW} = \frac{\dot{Q}_{JCW}}{c_{p;JCW} \cdot \Delta T_{JCW}} \quad (3)$$

- **Fluido de trabajo R1233zd(E)**

Una vez quedan definidos los estados del agua proveniente de las camisas del motor, se comienza a definir los estados del fluido de trabajo en el ciclo.

❖ **Estado 1:** Líquido saturado en el condensador.

El título del estado 1 es conocido, ya que para ser líquido saturado debe tener un título igual a 0. Para poder definir el estado falta otra variable más por conocer.

$$x_1 = 0 \quad (4)$$

La temperatura del estado 1 se puede obtener como la temperatura de entrada al condensador del agua de mar más el margen de seguridad que se establece de 5°C, entre el líquido subenfriado y el agua de mar, y el subenfriamiento que se dispone con el sobredimensionamiento del condensador.

$$T_1 = T_{SW;in} + \Delta T + \Delta T_{subenfriamiento} \quad (5)$$

Con el título y temperatura del estado 1, quedan definidos: entalpía, entropía, volumen específico y presión del punto que se corresponde con la presión de trabajo del condensador.

❖ **Estado 2:** Líquido subenfriado en el condensador.

La temperatura del estado 2, será la temperatura del estado 1 menos el subenfriamiento del que se dispone con el sobredimensionamiento del condensador.

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{subenfriamiento} \quad (6)$$

La presión del estado 2 es la presión del condensador que es la misma que la del estado 1. Con esto se define el punto y se obtienen entalpía, entropía y volumen específico del estado.

$$P_2 = P_{condensador} \quad (7)$$

❖ **Estado 3s:** Punto isoentrópico a la salida de la bomba.

La entropía del punto 3 se corresponde con la entropía del punto 2.

$$s_{3s} = s_2 \quad (8)$$

La presión del punto 3s, es la presión de trabajo en el evaporador.

$$P_{3s} = P_{evaporador} \quad (9)$$

Con estas dos propiedades queda definido el punto 3s y se obtiene la temperatura, entalpía y volumen específico.

❖ **Estado 3:** Salida real de la bomba.

Del estado 3, se conoce la presión, que es la presión de trabajo en el evaporador.

$$P_3 = P_{evaporador} \quad (10)$$

Del rendimiento isoentrópico de la bomba, y con las entalpías de los estados 2 y 3s definidos, se obtiene la entalpía del punto 3.

$$\eta_{s;bomba} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (11)$$

Con la presión y entalpía del punto 3, se obtiene la temperatura, entropía y volumen específico del punto 3.

❖ **Estado 4:** Líquido saturado en el evaporador.

Del estado 4, se conoce la presión, que es la presión del evaporador y como es líquido saturado, el título tiene que ser igual a 0.

$$P_4 = P_{evaporador} \quad (12)$$

$$x_4 = 0 \quad (13)$$

Con esto, queda el estado definido y se obtiene la temperatura, entalpía, entropía y volumen específico del punto 4.

❖ **Estado 5:** Vapor saturado en el evaporador.

Del estado 5, se conoce la presión, que es la presión del evaporador y como es vapor saturado, el título tiene que ser igual a 1.

$$P_5 = P_{evaporador} \quad (14)$$

$$x_5 = 1 \quad (15)$$

Con estos dos parámetros, el estado queda totalmente definido y se obtiene, la temperatura, la entalpía, entropía y volumen específico del estado.

❖ **Estado 6:** Vapor sobrecalentado en el evaporador.

Del estado 6, se conoce la presión que es la misma que en el resto de puntos del evaporador.

$$P_6 = P_{\text{evaporador}} \quad (16)$$

Por otro lado, se establece una diferencia de temperatura de 5°C entre la entrada del agua de las camisas del motor al evaporador y la salida del fluido de trabajo del evaporador, por lo que:

$$T_6 = T_{JCW;in} - \Delta T \quad (17)$$

Una vez definidas presión y temperatura del punto 6, se obtienen la entalpía, entropía y volumen específico del punto.

❖ **Estado 7s:** Punto isoentrópico del expansor.

La entropía del punto 7 se corresponde con la entropía del punto 6:

$$s_{7s} = s_6 \quad (18)$$

La presión del punto 7s, es la presión de trabajo en el condensador.

$$P_{7s} = P_{\text{condensador}} \quad (19)$$

Con estas dos propiedades queda definido el punto 7s y se obtiene la temperatura, entalpía y volumen específico del punto.

❖ **Estado 7:** Salida real del expansor.

Del estado 7, únicamente se conoce la presión que se corresponde con la presión del condensador.

$$P_7 = P_{\text{condensador}} \quad (20)$$

Por otro lado, con el rendimiento isoentrópico del expansor, se puede obtener la entalpía del estado 7 conociendo las de los estados 6 y 7s.

$$\eta_{s;expansor} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (21)$$

Con la presión y entalpía, el estado 7 queda totalmente definido y se puede obtener, la temperatura, entropía y volumen específico.

❖ **Estado 8:** Vapor saturado en el condensador.

Del estado 8, se conoce la presión, que se corresponde con la presión de trabajo del condensador.

$$P_8 = P_{\text{condensador}} \quad (22)$$

Como se trata de vapor saturado, el título tiene que ser igual a 1.

$$x_8 = 1 \quad (23)$$

Con estos dos parámetros, el estado queda totalmente definido y se obtiene entalpía, entropía y volumen específico del estado.

Para determinar el flujo másico de R1233zd(E) en el ciclo, se realiza un balance de energía en el evaporador, donde se conoce la potencia calorífica entregada por el agua de las camisas al fluido de trabajo. Se considerará nula la variación tanto de la energía cinética como de la energía potencial en ambos fluidos, por lo que el balance se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_3) = \dot{Q}_{JCW} \quad (24)$$

- **Condensador:** Cálculo de Pinch Point

Para el cálculo del flujo másico del agua de mar empleada en el condensador para enfriar el fluido de trabajo, se va a calcular primero el Pinch Point del condensador. Este punto se da cuando la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y el agua de mar es mínima.

Como se puede apreciar en la ilustración 3, el Pinch Point se corresponde al punto del condensador donde el fluido se encuentra en fase de vapor saturado. Fijada la diferencia de temperatura mínima entre fluido de trabajo y agua de mar, se obtiene la temperatura del agua de mar en ese punto del condensador.

$$T_8 = T_{SW;PP} + \Delta T_{PP;condensador} \quad (25)$$

- **Agua de mar**

Conocidas dos temperaturas del agua de mar en el condensador, es posible realizar un balance de energía y obtener el flujo másico de agua de mar que se emplea en el condensador.

$$\dot{Q}_{PP;condensador} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_8 - h_2) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{PP;condensador} = \dot{m}_{SW} \cdot c_{p;SW} \cdot (T_{SW;PP} - T_{SW;in}) \quad (27)$$

Una vez conocido el flujo másico del agua de mar que se emplea en el condensador, se puede obtener la temperatura de salida del agua de mar del condensador, aplicando un balance de energía en el condensador:

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_7 - h_2) = \dot{m}_{SW} \cdot c_{p;SW} \cdot (T_{SW;out} - T_{SW;in}) \quad (28)$$

- **Evaporador:** Cálculo de Pinch Point

Al igual que con el condensador, se realiza el cálculo de Pinch Point para el evaporador. En este caso, habrá que comprobar en qué punto se produce, si en el punto de líquido saturado o en el punto de vapor sobrecalentado. Para ello, en primer lugar, se calcula la temperatura que corresponde al agua de las camisas cuando el fluido se encuentra como líquido saturado. Esto se calcula a través del calor cedido por el agua de las camisas del motor desde la entrada al evaporador hasta el punto donde el R1233zd(E) se encuentra como líquido saturado.



$$\dot{Q}_{PP;evaporador} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_4) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{PP;evaporador} = \dot{m}_{JCW} \cdot c_{p;JCW} \cdot (T_{JCW;in} - T_{JCW;PP}) \quad (30)$$

Por último, el valor de la diferencia de temperatura del Pinch Point del evaporador, se obtiene como la diferencia mínima de:

$$\Delta T_{PP;evaporador} = \min(T_{JCW;PP} - T_4; T_{JCW;in} - T_6) \quad (31)$$

- **Bomba:** Potencia desarrollada por la bomba

La potencia consumida por la bomba para aumentar la presión del fluido desde la presión del condensador hasta la presión del evaporador se obtiene de:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_2) \quad (32)$$

- **Expansor:** Potencia desarrollada por el expansor

La potencia que genera el expansor, viene determinada por:

$$\dot{W}_{expansor} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_7) \quad (33)$$

Por tanto, la potencia total que genera el ciclo ORC, resulta de la diferencia entre la potencia producida en el expansor y la consumida por la bomba.

$$\dot{W}_{Ciclo;ORC} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_7) - \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_2) \quad (34)$$

El rendimiento energético del ciclo, se expresa como la potencia total generada por el ciclo entre el calor aportado al ciclo, que se corresponde con la potencia calorífica del agua de las camisas del motor.

$$\eta_{Ciclo;ORC} = \frac{\dot{W}_{Ciclo;ORC}}{\dot{Q}_{JCW}} \quad (35)$$

### 8.3. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor

El intercambio de calor entre dos corrientes de fluidos distintos es uno de los procesos más importantes en el campo ingenieril. El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos. Todo esto, resulta en que este tipo de equipos sean los que tienen mayor impacto en el presupuesto final del proyecto, y el coste de los mismos está estrechamente ligado con la dimensión de los mismos, por lo que resulta crucial para el desarrollo del proyecto el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

Para la instalación de un intercambiador de calor, se precisa de un determinado gradiente de temperatura para que se pueda lograr la transferencia de calor. La magnitud de este gradiente es la que determina la longitud del intercambiador de calor,

a menor gradiente de temperatura, mayores dimensiones del intercambiador de calor, lo que también se traduce en unos costes de producto superiores. Como se ha comentado en la resolución del problema, para no enfrentarse a unos costes de intercambiadores de calor prohibitivos, el gradiente térmico elegido para su diseño es de 5 °C.

### 8.3.1. Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor, tanto evaporador como condensador, se va emplear el método de la diferencia de temperatura media logarítmica. El tipo de intercambiador elegido para emplear en ambos casos, se trata de un intercambiador de tubos rectos con dos pasos por la coraza del fluido de trabajo mientras que el agua de mar en el caso del condensador y el agua de las camisas del motor en el caso del evaporador, pasan por los tubos que se encuentran en el interior de la coraza.

El método LMTD, se trata de un proceso iterativo, en el que se obtiene como resultado el número de tubos que hay que disponer en el interior de la coraza, así como la longitud de los mismos.

Para llevar a cabo la resolución del método, se van a dividir los intercambiadores de calor en tres zonas, una primera fase en la que el fluido de trabajo se encuentra en fase líquida, una segunda zona en la que se encuentra en fase líquido-vapor y la tercera en la que el fluido de trabajo se encuentra en fase vapor sobrecalentado. Tanto el agua de las camisas del motor, como el agua del mar se encuentran en fase líquida en las tres zonas.

En cada zona se calculará el coeficiente de transmisión de calor, en la que se consideran los coeficientes del fluido de trabajo y del agua como dos resistencias de transferencia de calor convectivas en series, ya que la resistencia de transferencia de calor por conducción se considera despreciable debido a su bajo impacto respecto a la resistencia de transferencia de calor por convección.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{h_{agua}} \quad (36)$$

Para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor de cada fluido, se emplearán unas correlaciones determinadas dependiendo de si se trata de evaporador o condensador y si hay cambio de fase o no. En la tabla 3 se resumen las distintas correlaciones a emplear cuando no se produce cambio de fase.

Intercambiador de calor	Fluido	Número de Nusselt	Fase	Ecuación
Evaporador	Agua de camisas	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$	JCW <sub>in</sub> - JCW <sub>out</sub>	(37)
	R 1233zd	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$ $Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{0,66}\right)^{0,25}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{0,625}\right)^{0,8}$	3-4 5-6	(37) (38)
Condensador	Agua de mar	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$	SW <sub>in</sub> - SW <sub>out</sub>	(37)
	R 1233zd	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$ $Nu = \left(\frac{\frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr}{12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1) + 1,07}\right) \cdot \frac{k}{k_{wall}} \cdot \frac{\mu}{\mu_{wall}}$	1-2 3-4	(37) (39)

Tabla 2. Correlaciones empleadas para el cálculo del número de Nusselt

Una vez calculado el número de Nusselt para cada fluido, es posible obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección de cada fluido a partir de la siguiente fórmula:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{DH} \quad (40)$$

Donde k es la conductividad térmica de cada fluido, y DH el diámetro hidráulico del tubo por el cual se desplaza el fluido.

Para las situaciones en las que se producen cambio de fase, se emplean las siguientes formulas:

- Evaporador:

$$\dot{q}_{nucleate} = \mu_{ref;liq} \cdot h_{fg;ref} \cdot \left[ g \cdot \left( \frac{\rho_{ref;liq} - \rho_{ref;gas}}{\sigma} \right) \right]^{0,5} \cdot \left( \frac{c_{p;ref} \cdot \Delta T_e}{c_{sf} \cdot h_{fg;ref} \cdot Pr_{ref;liq}} \right)^3 \quad (41)$$

$$h_{ref;2} = \frac{\dot{q}_{nucleate}}{\Delta T_e} \quad (42)$$

- Condensador:

$$h_{ref;5} = 0,729 \cdot \left( \frac{g \cdot \rho_{ref;5;liq} \cdot (\rho_{ref;5;liq} - \rho_{ref;5;vap}) \cdot k_{ref;5;liq}^3 \cdot \Delta h_{fg;ref}}{\mu_{ref;5;liq} \cdot (T_{sat;ref;condensador} - T_{SW;5}) \cdot DH_{shell;condensador}} \right)^{0,25} \quad (43)$$

Los coeficientes de transferencia del agua de las camisas del motor y del agua de mar, se calculan de forma similar a la ecuación (37).

Una vez obtenidos los coeficientes de transferencia de calor de los dos fluidos presentes en el intercambiador de calor, se obtiene el coeficiente global de transmisión de calor U de cada zona.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{h_{JCW}} \quad (44)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{h_{SW}} \quad (45)$$

En el caso del evaporador se empleará la ecuación (41), mientras que para el condensador se empleará la ecuación (42).

Posteriormente, se calcula la temperatura media logarítmica y el calor transmitido entre fluidos para cada zona.

$$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}} \quad (46)$$

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD \quad (47)$$

Con la superficie de intercambio de calor obtenida para las tres zonas en la ecuación (47), se obtiene la longitud de cada una de ellas en (48).

$$L = \frac{A}{\pi \cdot DH} \quad (48)$$

#### 8.4. Método NTU

Seleccionado los intercambiadores de calor a emplear en el ciclo ORC, se va a estudiar cómo funciona el evaporador fuera de las condiciones de diseño y la potencia energética que proporciona el ciclo anualmente para cada configuración propuesta. Para ello se va emplear el método NTU sobre los datos de funcionamiento del motor Wärtsilä 9L32 registrados cada diez segundos durante seis meses. Para su mejor procesado, dichos datos se han promediado en intervalos de dos minutos, que son los que se han empleado para el cálculo. Los datos de los que se dispone son:

- Temperatura de salida del agua de camisas
- Potencia desarrollada por el motor
- Caudal volumétrico del agua de camisas
- Potencia calorífica del agua de camisas

Para desarrollar el método NTU, es necesario calcular la capacidad calorífica del fluido de trabajo y del agua de camisas.

$$C_{JCW} = \dot{m}_{JCW} \cdot c_{p;JCW} \quad (49)$$

$$C_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot c_{p;ref} \quad (50)$$

Donde, el calor específico del agua de camisas y el flujo másico, son valores constantes y conocidos, ya que se dispone de una bomba eléctrica que es capaz de bombear en todo momento el mismo caudal. Por otro lado, únicamente el calor específico del fluido de trabajo es un valor constante y conocido. El flujo másico de refrigerante, varía con la temperatura del agua de camisas del motor.

Para obtener la ecuación que relaciona el agua de camisas del motor con el flujo másico de refrigerante, se han dado valores de temperatura del agua de camisas a 85, 90, 95 y 100 °C para observar como varía el rendimiento térmico del ciclo, el cual está directamente relacionado con el flujo másico del fluido de trabajo por la ecuación 51.

$$\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{expansor} = \eta \cdot \dot{Q} \quad (51)$$

Donde el rendimiento térmico del ciclo es una curva lineal de la forma:

$$\eta = A \cdot T_{JCW} + B \quad (52)$$

Una vez obtenidas las capacidades caloríficas de los fluidos, el valor más bajo de los dos tomará la forma de  $c_{min}$ , mientras que el valor más elevado será  $c_{max}$ . Con esto se obtiene el valor  $c$  mediante la ecuación 53.

$$c = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad (53)$$

A continuación, se procede a calcular el valor NTU.

$$NTU = \frac{U \cdot S}{c_{min}} \quad (54)$$

Donde  $U$  es el coeficiente global de transmisión de calor y  $S$  la superficie total de los tubos del evaporador.

Obtenidos los valores de  $c$  y  $NTU$ , se procede a calcular la efectividad del evaporador.

$$\varepsilon = 2 \cdot \left[ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \cdot \frac{1 + e^{(-NTU \cdot \sqrt{1+c^2})}}{1 - e^{(-NTU \cdot \sqrt{1+c^2})}} \right]^{-1} \quad (55)$$

La efectividad se puede expresar como el valor resultante del calor aprovechado entre el calor máximo aprovechado (56), donde el calor máximo aprovechado es el valor resultante del producto de la diferencia máxima de temperaturas en el evaporador y la capacidad calorífica mínima.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (56)$$

$$\dot{Q}_{max} = c_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (57)$$

De este modo se obtendría la potencia real aprovechada. Para reducir el error que se comete con el método NTU, se realizan varias iteraciones en las que se sustituiría el valor de la potencia del agua de las camisas por el valor de la potencia real obtenido en la última iteración.

Por último, una vez asumido el margen de error, se calcula la energía eléctrica que se obtiene con el ciclo.

$$\dot{N}_{elec;i} = \eta \cdot \dot{Q}_{real} \quad (58)$$

Con (58) se calcula el valor de energía eléctrica obtenido en un único registro, y se trata de la energía obtenida durante el lapso de dos minutos, por lo que, es necesario transformar el valor a unidades de energía (kWh). En caso de que el valor de la energía obtenida supere el valor máximo que se puede producir con el generador, el valor tomado será el máximo que permite el generador. La suma de los valores de energía

obtenidos de todos los registros, suponen la energía eléctrica producida durante seis meses. Para obtener la energía total obtenida durante un año se va extrapolar este valor considerando que los seis meses restantes se va producir la misma energía que en los seis meses estudiados.

$$\dot{N}_{elec;TOTAL} = 2 \cdot \sum_{i=1}^{79577} \dot{N}_{elec;i} \quad (59)$$

## 8.5. Análisis de rentabilidad

Una vez conocida la energía eléctrica que se obtiene a través del ciclo ORC, hay que estudiar si el sistema a instalar es rentable desde el punto de vista económico o no. Para ello hay que calcular el costo de combustible que se ahorraría con la instalación del ciclo y compararlo con la inversión a realizar para la instalación del ciclo.

### 8.5.1. Coste de los equipos

El coste total de inversión se calcula con la formula (60). No se considera el coste de instalación por ser este muy variable de buque a buque, dependiendo totalmente de la disposición de máquinas a bordo. Aunque es evidente que ese coste impacta en el coste total no es posible considerar.

$$C_{Total} = C_{evaporador} + C_{condensador} + C_{bomba} + C_{expansor} \quad (60)$$

Donde,

$$C_{evaporador} = C_{p;evaporador} \cdot (1,63 + 1,66 \cdot 1,44 \cdot F_{P;evaporador}) \quad (61)$$

$$C_{condensador} = C_{p;condensador} \cdot (1,63 + 1,66 \cdot 1,44 \cdot F_{P;condensador}) \quad (62)$$

$$C_{bomba} = C_{p;bomba} \cdot (1,89 + 1,35 \cdot 1,6) \quad (63)$$

$$C_{expansor} = C_{p;expansor} \cdot 3,4 \quad (64)$$

y  $C_{evaporador}$ ,  $C_{condensador}$ ,  $C_{bomba}$ ,  $C_{expansor}$ ,  $F_{P;evaporador}$  y  $F_{P;condensador}$  se calculan como:

$$\log C_{p;evaporador} = 4,3247 - 0,3030 \cdot \log A_{evaporador} + 0,1634 \cdot (\log A_{evaporador})^2 \quad (65)$$

$$\log C_{p;condensador} = 4,3247 - 0,3030 \cdot \log A_{condensador} + 0,1634 \cdot (\log A_{condensador})^2 \quad (66)$$

$$\log C_{p;bomba} = 3,3892 + 0,0536 \cdot \log \dot{W}_{bomba} + 0,1538 \cdot (\log \dot{W}_{bomba})^2 \quad (67)$$

$$\log C_{p;expansor} = 2,7051 + 1,4398 \cdot \log \dot{W}_{expansor} - 0,1776 \cdot (\log \dot{W}_{bomba})^2 \quad (68)$$

$$\log F_{p;evaporador} = 0,0388 - 0,11272 \cdot \log(10P - 1) + 0,08183 \cdot (\log(10P - 1))^2 \quad (69)$$

$$\log F_{p;condensador} = 0,0388 - 0,11272 \cdot \log(10P - 1) + 0,08183 \cdot (\log(10P - 1))^2 \quad (70)$$

El valor del coste de los equipos que se obtiene con las formulas (61), (62), (63) y (64), está expresado en dólares y con el valor que tendrían los equipos en 2001. Para obtener el valor actual de mercado, bastaría con multiplicar por el  $CEPCI_{2019}$  (chemical

engineering plant cost index) y dividir por el CEPCI<sub>2001</sub>. Y para obtener el resultado en euros, bastaría con realizar el cambio de moneda de dólares a euro.

### 8.5.2. Coste de combustible ahorrado

El cálculo del coste que se ahorra el buque en combustible con la instalación del ciclo ORC, se realiza según (71).

$$C_{ahorrado} = \dot{N}_{elec;TOTAL} \cdot Consumo_{especifico\ combustible} \cdot Precio_{combustible} \quad (71)$$

### 8.5.3. Indicadores de rentabilidad

Los indicadores que se van a calcular para realizar el análisis de rentabilidad del proyecto, son el periodo de retorno de la inversión (Payback), el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR).

- **Payback:** se trata de un criterio estático para valorar diferentes proyectos en base al tiempo que se tarda en recuperar la inversión realizada mediante los flujos de cajas.

$$0 = \sum_{t=1}^{payback} \frac{Flujo\ de\ caja\ anual}{(1 + K)^t} - Inversion \quad (72)$$

Donde K es el coste de capital.

- **Valor actual neto (VAN):** se trata de un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual todos los flujos de caja futuros y compararlo con el desembolso inicial.

$$VAN = \sum_{t=1}^t \frac{Flujo\ de\ caja\ anual}{(1 + K)^t} - Inversion \quad (73)$$

Siendo t, el tiempo en años en el que se desea realizar el estudio de rentabilidad.

- **Tasa interna de retorno (TIR):** se trata de un porcentaje que mide la viabilidad de un proyecto o empresa, determinando la rentabilidad de los cobros y pagos actualizados generados por una inversión

$$0 = \sum_{t=1}^t \frac{Flujo\ de\ caja\ anual}{(1 + TIR)^t} - Inversion \quad (74)$$

## 9. Cálculos y resultados

Se van a mostrar a continuación los cálculos llevados a cabo para el caso en el que se dispone de una potencia calorífica de 300 kW en el agua que proviene de las camisas del motor, así como los resultados obtenidos.

### 9.1. Cálculo de la presión de funcionamiento en el evaporador

Los datos de partida que se disponen para la resolución del problema, son los que se muestran en la tabla 2.

Término	Descripción	Valor
$\eta_{\text{expansor}}$	Rendimiento isoentrópico expansor	0,7
$\eta_{\text{bomba}}$	Rendimiento isoentrópico de la bomba	0,8
$\Delta T_{\text{subenfriamiento}}$	Subenfriamiento a la salida del condensador	3 °C
$\Delta T$	Diferencia de temperatura entre la salida del condensador y agua de mar, así como entre la salida del evaporador y agua de camisas	5 °C
$\Delta T_{\text{PP;condensador}}$	Diferencia de temperatura mínima en el condensador entre agua de mar y R1233zd(E)	5 °C
$P_{\text{SW}}$	Presión del agua de mar	1 bar
$T_{\text{SW;in}}$	Temperatura del agua de mar a la entrada del condensador	29 °C
$P_{\text{JCW}}$	Presión del agua de camisas del motor	2 bar
$T_{\text{JCW;in}}$	Temperatura de entrada al evaporador del agua de camisas del motor	85 °C
$\Delta T_{\text{JCW}}$	Diferencia de temperatura entre entrada y salida del agua de camisas	10 °C
$\dot{Q}_{\text{JCW}}$	Potencia calorífica que transmite el agua de camisas en el evaporador	300 kW

Tabla 3. Datos del problema

Introduciendo en el programa informático EES los datos de la tabla 2 y las 35 ecuaciones mencionadas en el apartado 7.2. Resolución del problema, que definen todos los estados del ciclo, se dispone de  $n$  incógnitas para un total de  $n-1$  ecuaciones. Para poder llevar a cabo la resolución de este sistema indeterminado de ecuaciones, se procede a realizar una tabla paramétrica a través de la cual se determina el valor de la presión del fluido de trabajo en el evaporador, que una vez es conocido, permite la resolución del ciclo.

Para la realización de la tabla paramétrica, se han tomado 64 valores de presión diferentes entre las presiones de 4 bar y 6,1 bar. Para determinar la elección de la presión óptima de trabajo se han introducido en la tabla los valores de  $\Delta_{\text{PP;condensador}}$ ,  $\Delta_{\text{PP;evaporador}}$ ,  $\eta_{\text{ciclo;ORC}}$  y la potencia energética total que se obtiene con el ciclo ORC. Los criterios con mayor prioridad para la elección, han sido que las diferencias de temperatura en el Pinch Point no sean inferiores a 5 °C. Esto se debe a que diferencias menores resultarían en intercambiadores de calor de dimensiones muy grandes, lo que supondrían unos costes muy elevados. Una vez se dispone de un salto de temperatura



de 5 °C, se ha optado por aquella opción que resultase en una mayor generación de potencia eléctrica y dispusiese del mejor rendimiento energético posible. Como se aprecia en la ilustración 5, para los criterios de selección descritos, la presión óptima de trabajo en el evaporador es de 5,467 bar.

Run	P <sub>evaporador</sub> [bar]	$\eta_{\text{ciclo,ORC}}$ [-]	$\Delta T_{\text{PP,condensado}}$ [C]	$\Delta T_{\text{PP,evaporador}}$ [C]	$\dot{W}_{\text{ORC}}$ [kW]
Run 1	4	0,06408	5	5	19,22
Run 2	4,033	0,06453	5	5	19,36
Run 3	4,067	0,06497	5	5	19,49
Run 4	4,1	0,06541	5	5	19,62
Run 5	4,133	0,06584	5	5	19,75
Run 6	4,167	0,06627	5	5	19,88
Run 7	4,2	0,06669	5	5	20,01
Run 8	4,233	0,06712	5	5	20,13
Run 9	4,267	0,06753	5	5	20,26
Run 10	4,3	0,06795	5	5	20,38
Run 11	4,333	0,06836	5	5	20,51
Run 12	4,367	0,06876	5	5	20,63
Run 13	4,4	0,06916	5	5	20,75
Run 14	4,433	0,06956	5	5	20,87
Run 15	4,467	0,06996	5	5	20,99
Run 16	4,5	0,07035	5	5	21,1
Run 17	4,533	0,07073	5	5	21,22
Run 18	4,567	0,07112	5	5	21,34
Run 19	4,6	0,0715	5	5	21,45
Run 20	4,633	0,07188	5	5	21,56
Run 21	4,667	0,07225	5	5	21,67
Run 22	4,7	0,07262	5	5	21,79
Run 23	4,733	0,07299	5	5	21,9
Run 24	4,767	0,07335	5	5	22,01
Run 25	4,8	0,07371	5	5	22,11
Run 26	4,833	0,07407	5	5	22,22
Run 27	4,867	0,07443	5	5	22,33
Run 28	4,9	0,07478	5	5	22,43
Run 29	4,933	0,07513	5	5	22,54
Run 30	4,967	0,07547	5	5	22,64
Run 31	5	0,07581	5	5	22,74
Run 32	5,033	0,07615	5	5	22,85
Run 33	5,067	0,07649	5	5	22,95
Run 34	5,1	0,07683	5	5	23,05
Run 35	5,133	0,07716	5	5	23,15
Run 36	5,167	0,07749	5	5	23,25
Run 37	5,2	0,07781	5	5	23,34
Run 38	5,233	0,07814	5	5	23,44
Run 39	5,267	0,07846	5	5	23,54
Run 40	5,3	0,07878	5	5	23,63
Run 41	5,333	0,07909	5	5	23,73
Run 42	5,367	0,07941	5	5	23,82
Run 43	5,4	0,07972	5	5	23,92
Run 44	5,433	0,08003	5	5	24,01
Run 45	5,467	0,08033	5	5	24,1
Run 46	5,5	0,08064	5	4,873	24,19
Run 47	5,533	0,08094	5	4,65	24,28
Run 48	5,567	0,08124	5	4,429	24,37
Run 49	5,6	0,08153	5	4,208	24,46
Run 50	5,633	0,08183	5	3,988	24,55
Run 51	5,667	0,08212	5	3,769	24,64
Run 52	5,7	0,08241	5	3,552	24,72
Run 53	5,733	0,0827	5	3,335	24,81
Run 54	5,767	0,08298	5	3,119	24,89
Run 55	5,8	0,08327	5	2,904	24,98
Run 56	5,833	0,08355	5	2,69	25,06
Run 57	5,867	0,08383	5	2,477	25,15
Run 58	5,9	0,0841	5	2,265	25,23
Run 59	5,933	0,08438	5	2,054	25,31
Run 60	5,967	0,08465	5	1,843	25,4
Run 61	6	0,08492	5	1,634	25,48
Run 62	6,033	0,08519	5	1,426	25,56
Run 63	6,067	0,08546	5	1,218	25,64
Run 64	6,1	0,08572	5	1,011	25,72

Ilustración 4. Tabla paramétrica para la obtención de la Presión en el evaporador. Elaboración propia mediante EES.

Obtenida la presión en el evaporador, se dispone de un sistema determinado en el que hay n ecuaciones para n incógnitas. La resolución de estas ecuaciones, permite resolver el ciclo, obteniéndose los siguientes valores en cada estado.

Estado	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·°C)	v (m3/kg)
(1)	1,995	37	245,9	1,157	0,0008109
(2)	1,995	34	242,1	1,145	0,0008061
(3s)	5,378	34,14	242,4	1,145	0,0008636
(3)	5,378	34,19	242,5	1,145	0,0008636
(4)	5,378	71,96	290,8	1,293	0,0008781
(5)	5,378	71,96	454,5	1,768	0,03525
(6)	5,378	80	462,1	1,79	0,03658
(7s)	1,955	50,04	442,3	1,79	0,1017
(7)	1,955	56,88	448,2	1,808	0,1017
(8)	1,955	37	431,1	1,754	0,09432

Tabla 4. Propiedades de los estados del ciclo.

El resto de valores que se obtienen de la resolución del ciclo se muestran en la ilustración 7.

$c_{p,JCW} = 4,194$ [kJ/kg-C]	$c_{p,SW} = 4,183$ [kJ/kg-C]	$\Delta T = 5$ [C]
$\Delta T_{JCW} = 10$ [C]	$\Delta T_{PP,condensador} = 5$ [C]	$\Delta T_{PP,evaporador} = 5$ [C]
$\Delta T_{subenfriamiento} = 3$ [C]	$\Delta T_{SW} = 3,273$ [C]	$\eta_{bomba,s} = 0,8$ [-]
$\eta_{ciclo,ORC} = 0,0617$ [-]	$\eta_{turbina,s} = 0,7$ [-]	fluido\$ = 'R1233zd(E)'
$\dot{m}_{JCW} = 7,153$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 1,366$ [kg/s]	$\dot{m}_{SW} = 20,56$ [kg/s]
$P_{condensador} = 1,955$ [bar]	$P_{evaporador} = 5,378$ [bar]	$P_{JCW} = 2$ [bar]
$P_{SW} = 1$ [bar]	$\dot{Q}_{JCW} = 300$ [kW]	$\dot{Q}_{PP,condensador} = 258$ [kW]
$\dot{Q}_{PP,evaporador} = 234$ [kW]	$T_{JCW,in} = 85$ [C]	$T_{JCW,out} = 75$ [C]
$T_{JCW,PP} = 77,2$ [C]	$T_{SW,in} = 29$ [C]	$T_{SW,out} = 32,27$ [C]
$T_{SW,PP} = 32$ [C]	$\dot{W}_{bomba} = 0,4708$ [kW]	$\dot{W}_{ORC} = 18,51$ [kW]
$\dot{W}_{turbina} = 18,98$ [kW]		

Ilustración 5. Resultados resolución problema en EES para 300 kW.

Destacar que, para una potencia calorífica de 300 kW en el agua de camisas del motor, se obtiene mediante el ciclo ORC una potencia eléctrica de 18,51 kW, siendo el rendimiento total del ciclo del 6,17%.

## 9.2. Dimensionamiento de los intercambiadores de calor

### 9.2.1. Dimensionamiento del evaporador

En primer lugar, se definen los parámetros de diseño del intercambiador de calor. Se emplean valores recomendados en [23].

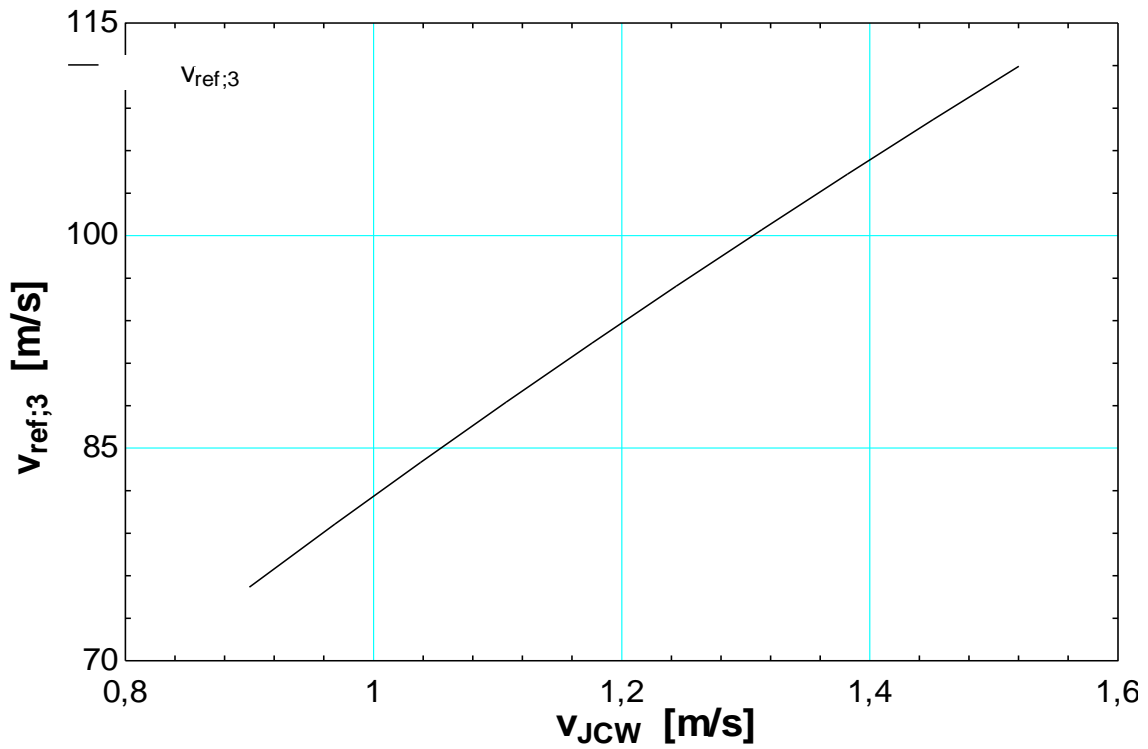
- Velocidad óptima en tubos y coraza (fase líquida): 0,9 – 1,524 m/s
- Velocidad optima en tubos y coraza (fase vapor): 15 – 30 m/s
- Diámetro interior de los tubos:  $D_{int, tubos} > 5$  mm
- Espesor de los tubos: 1 mm
- Pitch:  $1,5 \cdot D_{int, tubos}$

Establecidos los parámetros de diseño, se procede a realizar la primera iteración para el caso de una potencia calorífica de 300 kW en el agua de camisas, que se muestra a modo de ejemplo del cálculo. Para las potencias caloríficas de 600, 900 y 1.200 kW, el procedimiento de cálculo es idéntico y se muestran en el anexo V.

Se van a realizar iteraciones para los casos de un paso y dos pasos por coraza.

En la primera iteración se ha preestablecido un número fijo de tubos de 200 y variando la velocidad del agua de camisas a través de los tubos entre los valores de 0,9 y 1,52 m/s, se obtienen las siguientes gráficas.

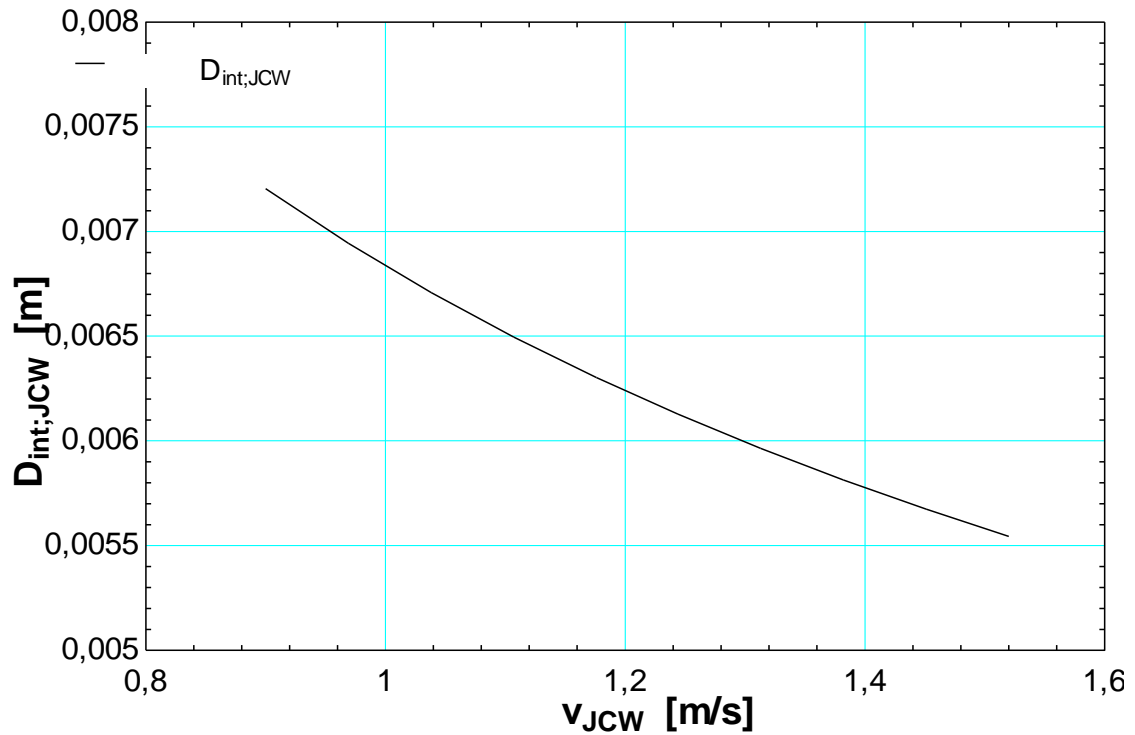
- 1 pasada:



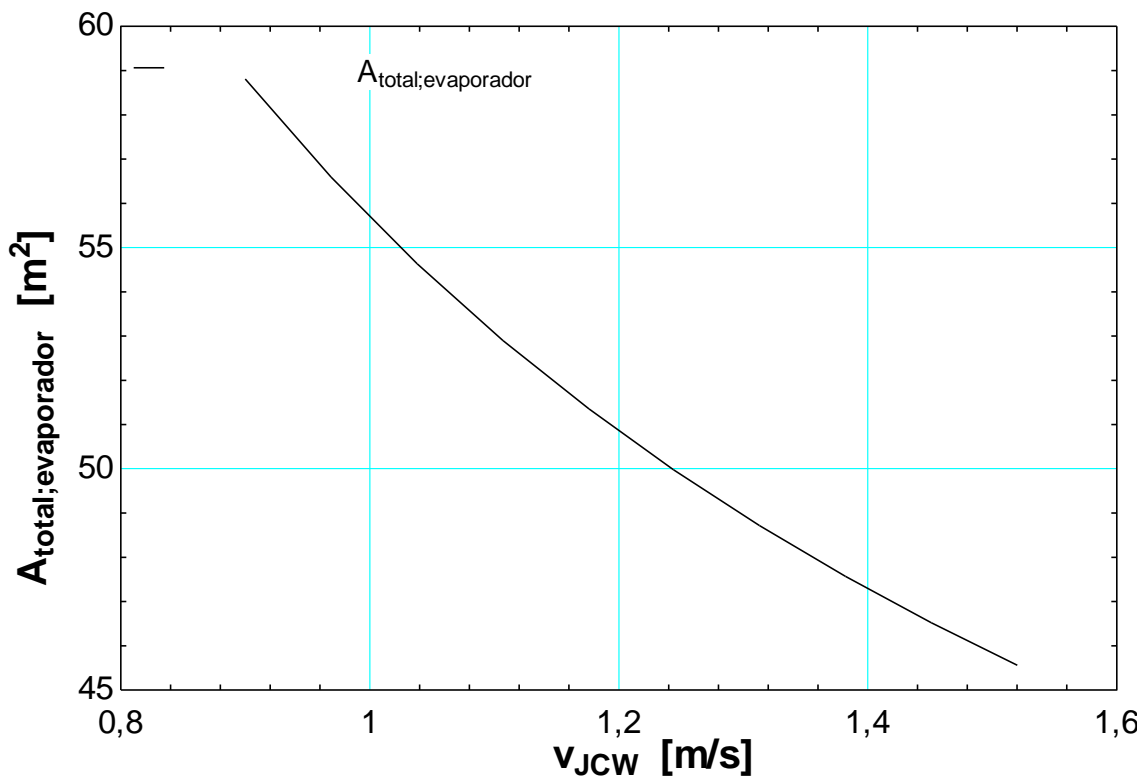
Gráfica 1. Variación de la velocidad del fluido de trabajo (gas) con la velocidad del agua de camisas. 300 kW

Se puede apreciar como la velocidad del fluido de trabajo en estado gas es bastante superior a las velocidades óptimas de diseño impuestas anteriormente, por lo que la opción de una única pasada queda descartada.

- 2 pasadas:



Gráfica 2. Variación del diámetro interior de los tubos con la velocidad del agua de camisas. 300 kW

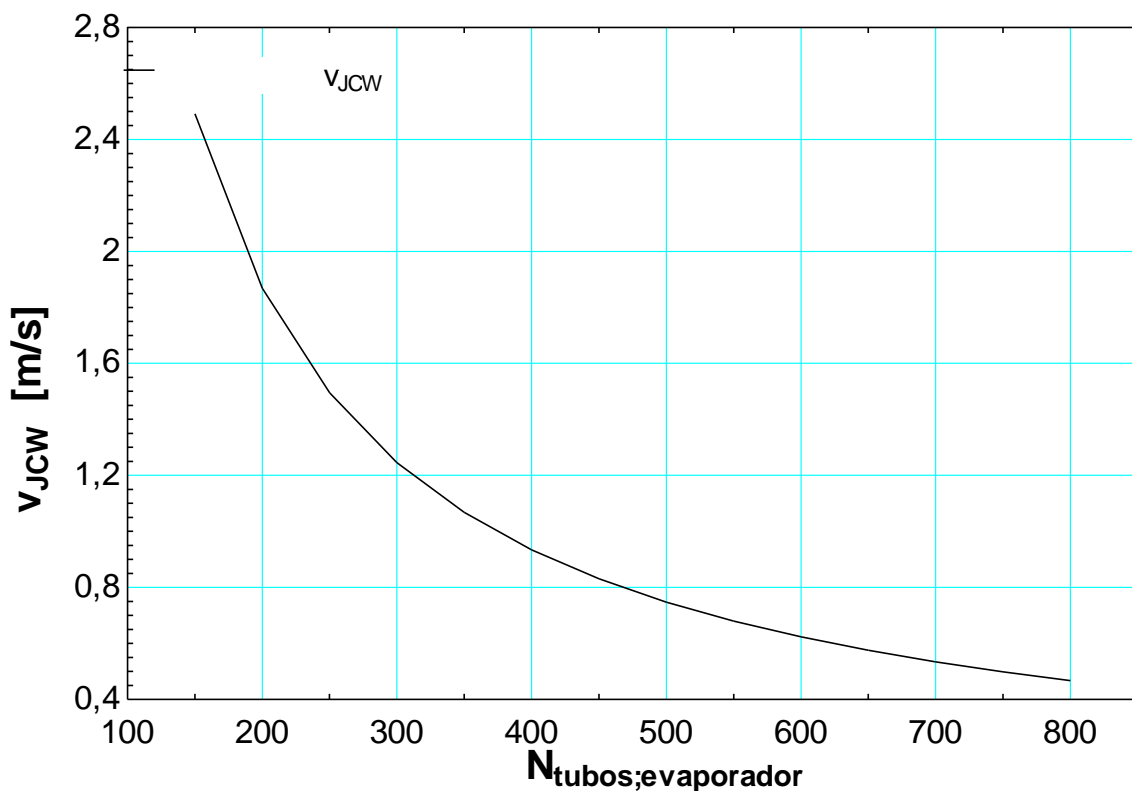


Gráfica 3. Variación del área total del evaporador con la velocidad del agua de camisas. 300 kW

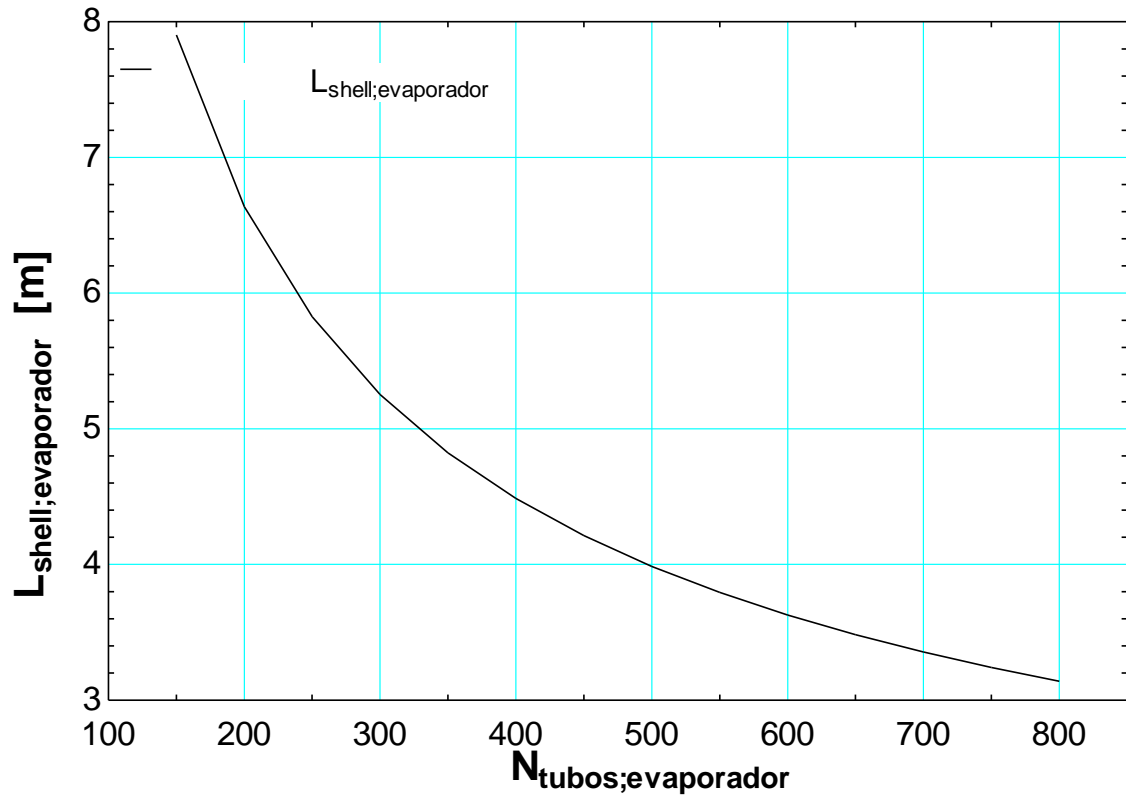
Con la obtención de estas gráficas, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- El diámetro interior disminuye a medida que aumenta la velocidad del agua de camisas a través de los tubos. El diámetro mínimo que se obtiene para la máxima velocidad recomendada, es mayor que el diámetro mínimo que hay en catálogo.
- La superficie total del intercambiador de calor, disminuye con el aumento de la velocidad del agua a través de los tubos.

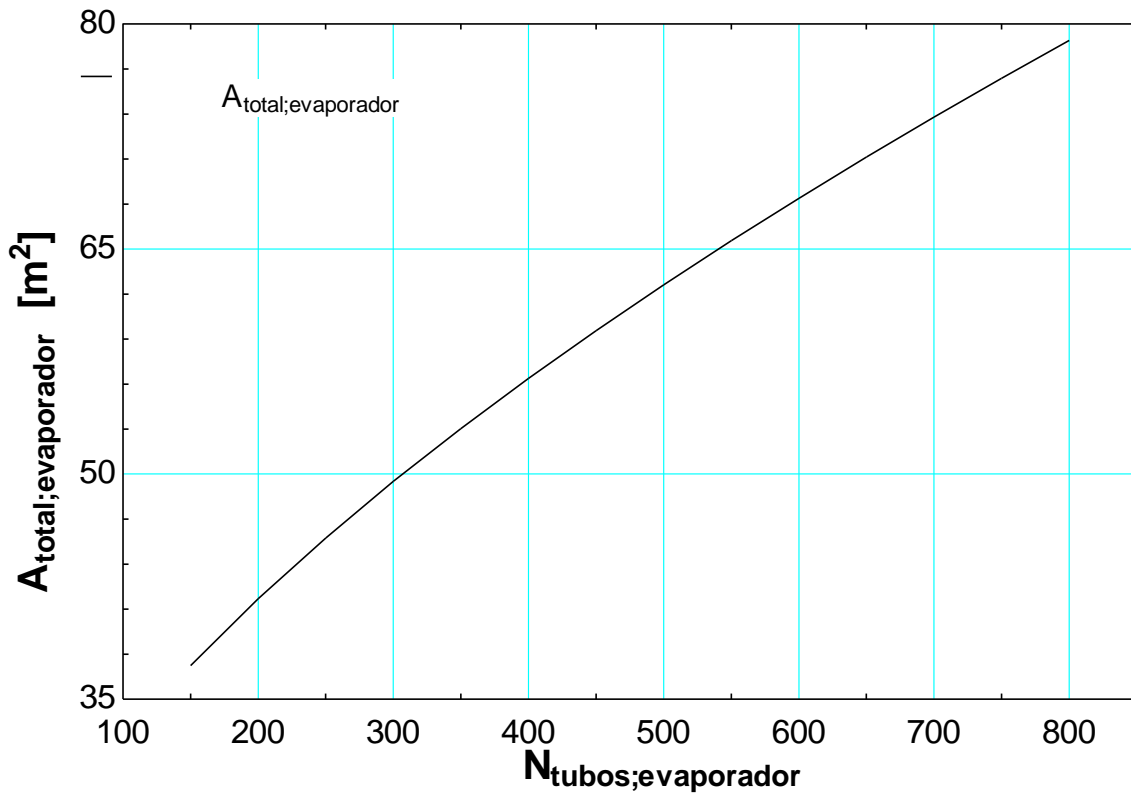
Con todo esto, se procede a realizar la segunda iteración, en la que se va fijar el diámetro de tubos mínimo del catálogo (5 mm) y se va a variar el número de tubos para observar como varían la velocidad del agua de camisas a través de los tubos, la longitud total del evaporador, así como el área total del evaporador.



Gráfica 4. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 300 kW



Gráfica 5. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 300 kW



Gráfica 6. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 300 kW

En la gráfica 4, se aprecia como la velocidad del agua de camisas disminuye exponencialmente con el aumento del número de tubos. El número de tubos a elegir queda reducido al rango entre 250 y 400, ya que fuera de ese rango la velocidad del agua de camisas queda fuera del rango óptimo de velocidad del fluido en estado líquido.

Por su parte, en la gráfica 5, se observa como la longitud total del evaporador disminuye de forma exponencial con el aumento del número de tubos.

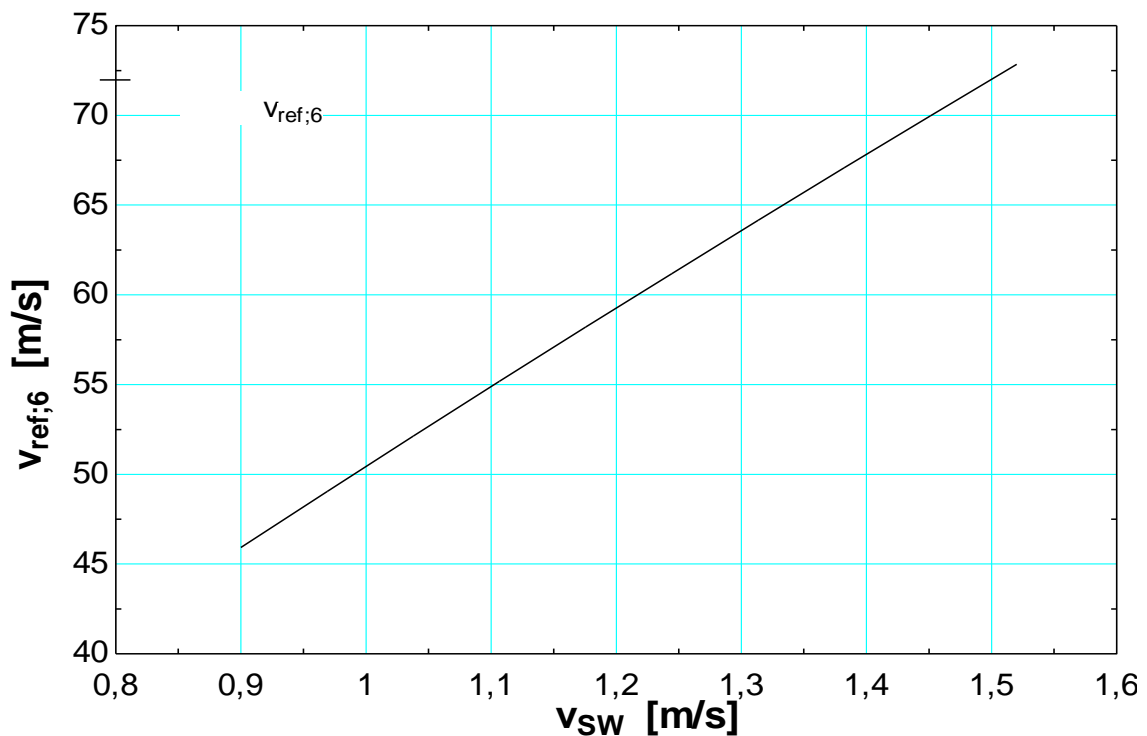
Por último, la superficie total del condensador, disminuye con el número de tubos como se puede observar en la gráfica 6.

Con todo esto, se ha de tomar una determinación entre 250 tubos con una longitud de evaporador de 5,8 m y un área total de 45,75 m<sup>2</sup> o 400 tubos con una longitud total de 4,5 m y un área total de 56,4 m<sup>2</sup>. Puesto que el factor que tiene mayor influencia sobre el coste del evaporador es el área del mismo y la longitud de 5,8 m no es desproporcionada para el intercambiador, se opta por la decisión de 250 tubos de 5 mm de diámetro.

### 9.2.2. Dimensionamiento del condensador

De forma análoga al dimensionamiento del evaporador, se realiza una primera iteración en la que se fija un número total de 100 tubos y se estudian los casos para 1 pasada y 2 pasadas.

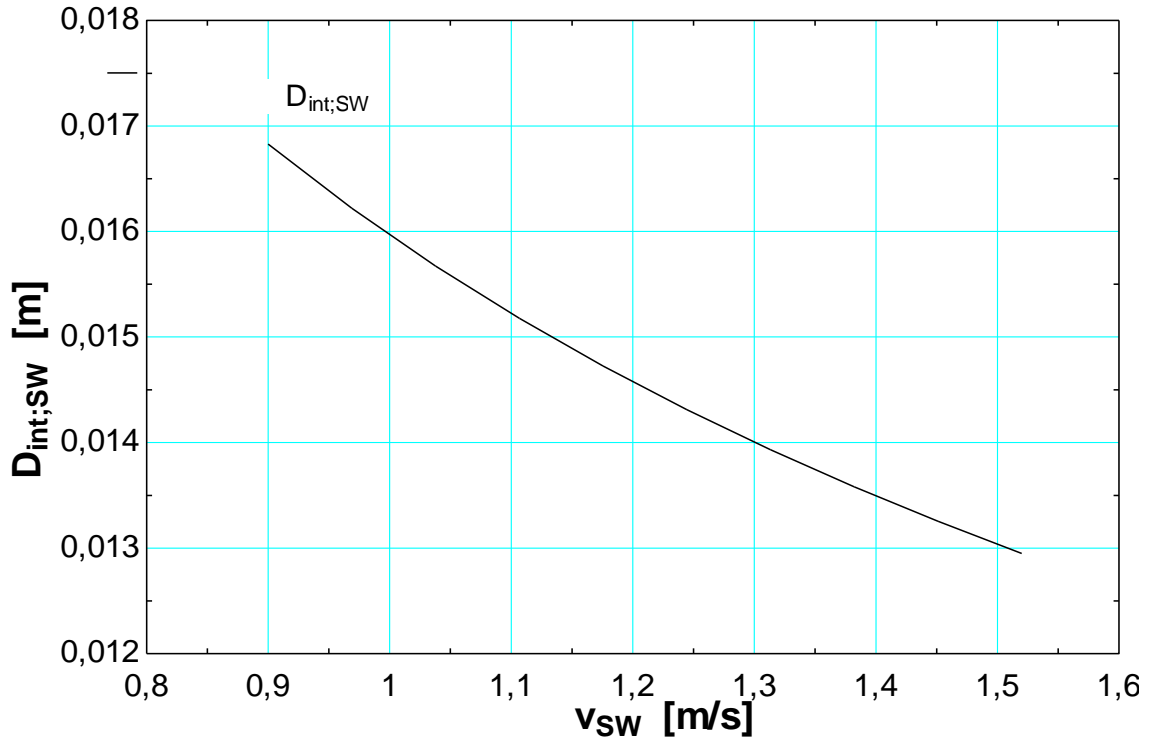
- 1 pasada:



Gráfica 7. Variación de la velocidad del fluido de trabajo en fase gas en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 300 kW

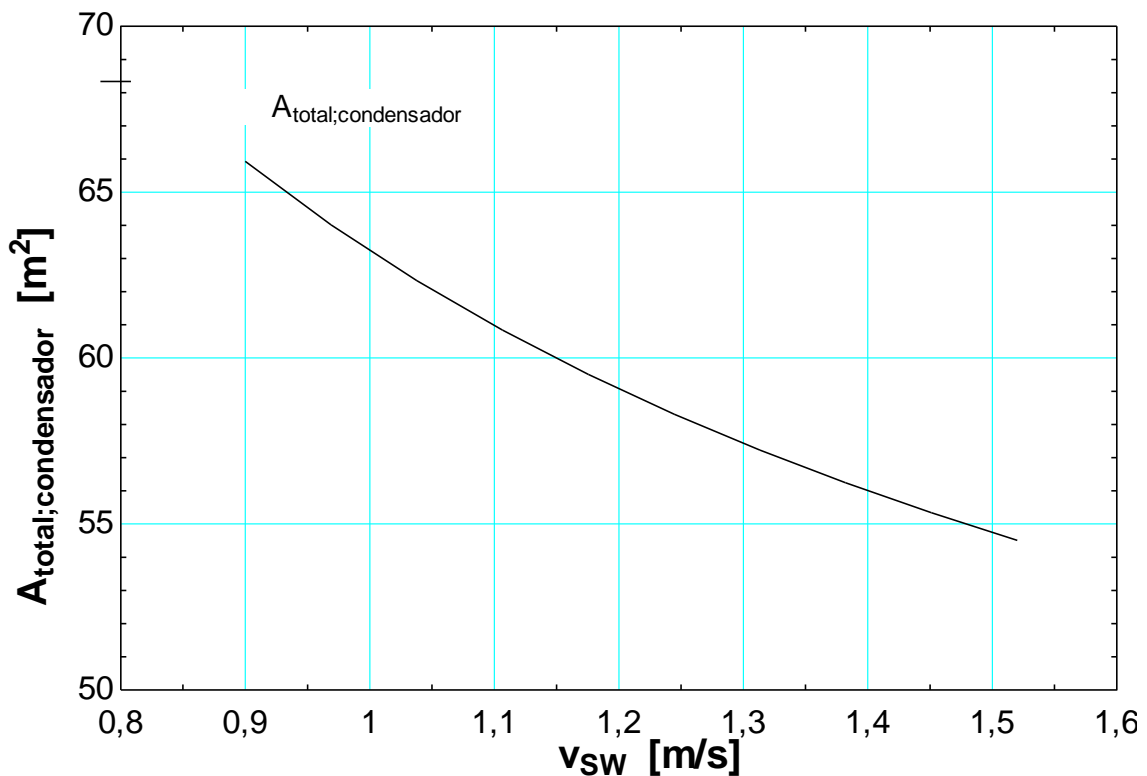
En la gráfica 7 se puede observar como la velocidad del fluido de trabajo en fase gas, supera la velocidad máxima establecida en los parámetros de diseño, por lo que la opción de 1 pasada queda descartada.

- 2 Pasadas:



Gráfica 8. Variación del diámetro interior de los tubos del condensador en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 300 kW



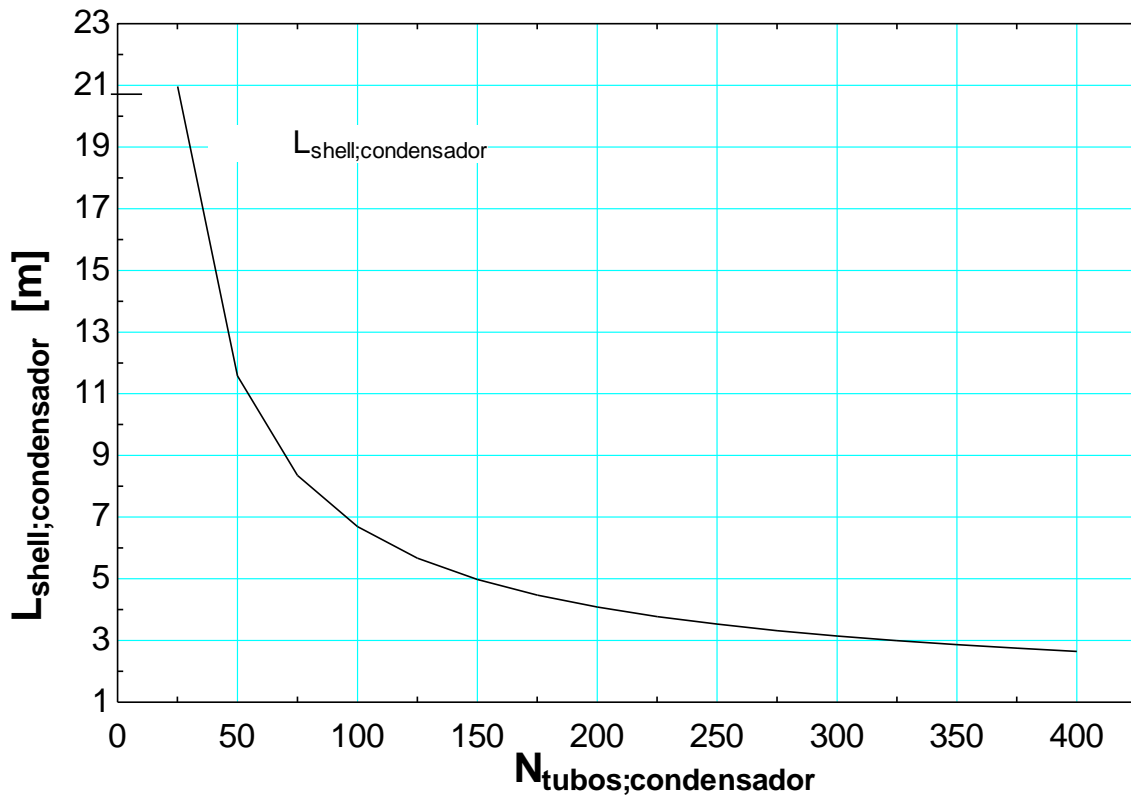


Gráfica 9. Variación del área total del condensador en función de la velocidad del agua de mar. 300 kW

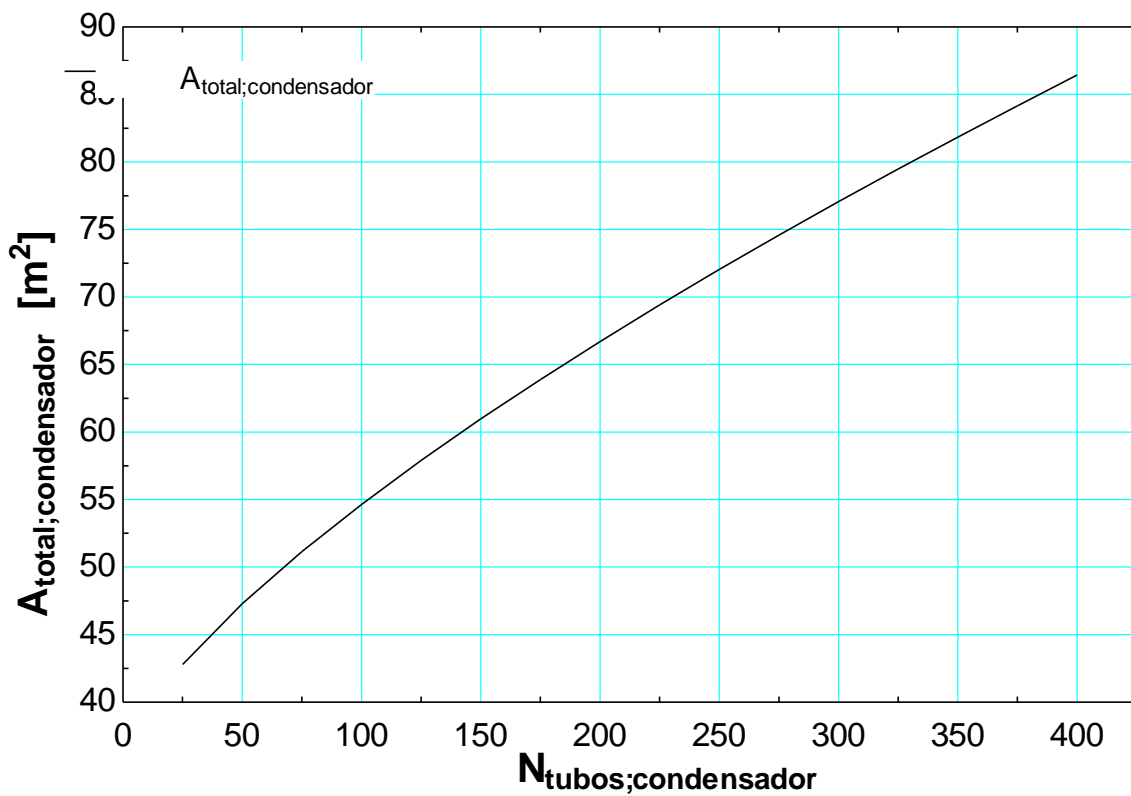
Con la obtención de estas gráficas, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- El diámetro interior disminuye a medida que aumenta la velocidad del agua de mar a través de los tubos. El diámetro mínimo que se obtiene para la máxima velocidad recomendada, es mayor que el diámetro mínimo que hay en catálogo.
- La superficie total del intercambiador de calor, disminuye con el aumento de la velocidad del agua a través de los tubos.

Con todo esto, se procede a realizar la segunda iteración, en la que se va a fijar un diámetro de tubos de 13 mm y se va a variar el número de tubos para observar como varían la velocidad del agua de mar a través de los tubos, la longitud total del condensador, así como el área total del condensador.



Gráfica 10. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 300 kW



Gráfica 11. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 300 kW

Los resultados obtenidos para cada potencia calorífica y para cada intercambiador de calor se muestran en las tablas 4,5,6 y 7.

Potencia	Parámetro	Evaporador	Condensador
300 kW	Numero de tubos	250	150
	Diámetro interior tubos (mm)	5	13
	Diámetro interior coraza (mm)	220	373
	Longitud total (m)	5,8	5
	Área total (m <sup>2</sup> )	45,74	60,97
	Coeficiente global de transmisión (W/m <sup>2</sup> .°C)	351,2	348,2

Tabla 5. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 300 kW

Potencia	Parámetro	Evaporador	Condensador
600 kW	Numero de tubos	500	350
	Diámetro interior tubos (mm)	5	10
	Diámetro interior coraza (mm)	300	440
	Longitud total (m)	5,47	4,73
	Área total (m <sup>2</sup> )	85,95	103,9
	Coeficiente global de transmisión (W/m <sup>2</sup> .°C)	373,8	408,5

Tabla 6. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 600 kW

Potencia	Parámetro	Evaporador	Condensador
900 kW	Numero de tubos	750	500
	Diámetro interior tubos (mm)	5	10
	Diámetro interior coraza (mm)	360	515
	Longitud total (m)	5,27	4,85
	Área total (m <sup>2</sup> )	124,2	152,4
	Coeficiente global de transmisión (W/m <sup>2</sup> .°C)	388,1	417,9

Tabla 7. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 900 kW

Potencia	Parámetro	Evaporador	Condensador
1.200 kW	Numero de tubos	1000	675
	Diámetro interior tubos (mm)	5	10
	Diámetro interior coraza (mm)	410	590
	Longitud total (m)	5,27	4,75
	Área total (m <sup>2</sup> )	161,2	202,1
	Coeficiente global de transmisión (W/m <sup>2</sup> .°C)	398,7	420,2

Tabla 8. Dimensiones de los intercambiadores de calor para 1.200 kW

### 9.3. Método NTU

En primer lugar, se realiza el cálculo de las capacidades caloríficas de cada fluido.

- Agua de las camisas del motor

Para el agua de las camisas del motor, el poder calorífico del agua y el flujo másico son conocidos, por lo que la capacidad calorífica del fluido se obtiene de manera directa.

$$C_{JCW} = 7,5 \left( \frac{kg}{s} \right) \cdot 4,18 \left( \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) = 31,35 \left( \frac{kW}{^\circ C} \right) \quad (49)$$

- Fluido de trabajo

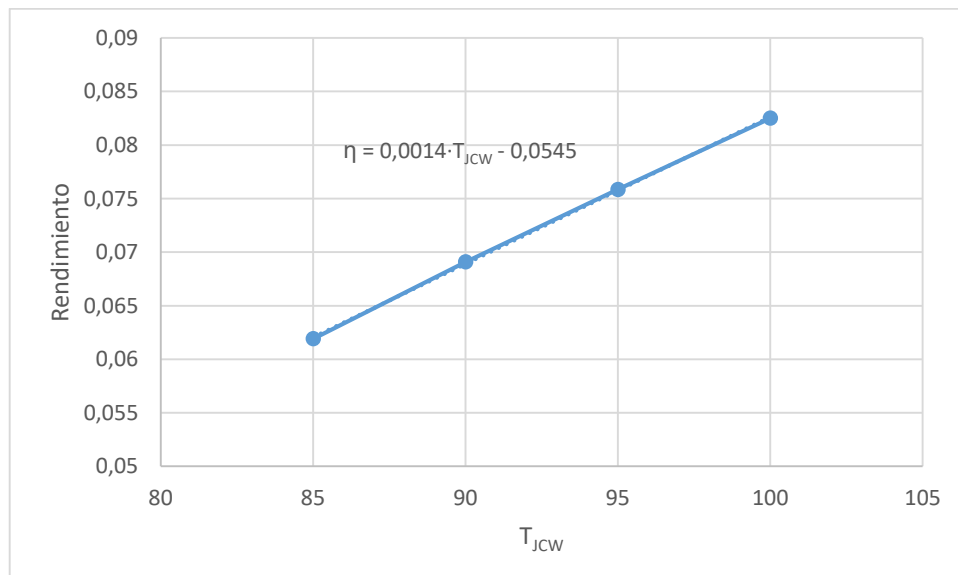
En el caso del fluido de trabajo, se conoce el poder calorífico del fluido, pero el flujo másico varía con la temperatura del agua de las camisas, por lo que el cálculo de la capacidad calorífica no es directo.

En la tabla 9, se observa como varía el rendimiento térmico del ciclo para temperaturas del agua de camisas de 85, 90, 95 y 100 °C.

$T_{JCW}$ (°C)	$P_{\text{evaporador}}$ (bar)	$\eta$ (-)
85	5,378	0,0619
90	6,178	0,06908
95	7,022	0,07585
100	7,956	0,0825

Tabla 9. Presión en el evaporador y rendimiento para diferentes temperaturas de agua de camisas.

A través de estos valores, se obtiene la curva que aparece en la gráfica 12 y que relaciona las temperaturas del agua de camisas y el rendimiento térmico del ciclo.



Gráfica 12. Curva de relación del rendimiento con la temperatura del agua de camisas.

La curva adopta forma lineal, y por tanto el rendimiento queda representado en función de la temperatura de la siguiente forma.

$$\eta = 0,0014 \cdot T_{JCW} - 0,0545 \quad (52)$$

Y el flujo másico del fluido de trabajo,

$$\dot{m}_{ref} = (0,0014 \cdot T_{JCW} - 0,0545) \cdot \dot{Q} \quad (51)$$

Por lo tanto, la capacidad calorífica del refrigerante queda:

$$C_{ref} = (0,0014 \cdot T_{JCW} - 0,0545) \cdot \dot{Q} \cdot 1,12 \quad (50)$$

Conocidas las capacidades caloríficas de ambos fluidos, se obtiene el valor de  $C$ ,  $\varepsilon$ ,  $NTU$ ,  $Q_{max}$  y  $Q_{real}$  como se indica en la metodología.

El producto de  $Q_{real}$  por el rendimiento del ciclo da la energía eléctrica producida en el lapso de dos minutos. Para obtener la energía eléctrica producida en unidades de kWh:

$$\dot{N}_{elec} (kWh) = \dot{Q}_{real} \left( \frac{kW}{2 \text{ min}} \right) \cdot \eta \cdot 2 \text{ min} \cdot \frac{1h}{60 \text{ min}} \quad (58)$$

El valor de la energía eléctrica producida no podrá ser nunca superior a lo que puede producir el generador, por lo que si el valor de  $N_{elec}$  supera el valor máximo que el generador puede producir, se tomará el valor límite del generador.

Los resultados de los valores de la energía eléctrica total generada en cada configuración propuesta, y el ahorro total de combustible que se produce con ellas, se muestran en la tabla 10.

Configuración	Producción eléctrica
300 kW	153.800 kWh
600 kW	305.960 kWh
900 kW	461.770 kWh
1.200 kW	615.330 kWh

Tabla 10. Producción eléctrica para configuraciones de 300, 600, 900 y 1.200 kW.

#### 9.4. Costes de los equipos

El ahorro de combustible obtenido, es necesario compararlo con el coste que supone la instalación de las configuraciones propuestas para comprobar si es rentable la instalación a medio-largo plazo. Para el cálculo de las configuraciones que se proponen, se han tomado en cuenta únicamente el evaporador y el condensador, la bomba y el expansor, ya que prácticamente abarcan la totalidad del coste de la instalación. Los costes obtenidos aplicando las correlaciones del documento "*Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine*" [28] se muestran en la tabla 11.

	300 kW	600 kW	900 kW	1.200 kW
Evaporador	114.085€	145.254€	154.888€	171.758€
Condensador	113.957€	135.354€	156.838€	177.140€
Bomba	14.784€	13.718€	13.527€	13.573€
Expansor	84.336€	160.938€	226.937€	285.178€
<b>Coste total</b>	<b>327.162€</b>	<b>455.265€</b>	<b>552.191€</b>	<b>647.650€</b>

*Tabla 11. Costes de los equipos.*

## 10. Aspectos económicos. Presupuesto

### 10.1. Estudio de rentabilidad

Antes de comenzar a realizar el análisis de rentabilidad de las propuestas, es necesario conocer los flujos de caja que se generan anualmente para cada propuesta. Para el caso a estudiar, los flujos de caja van a estar basados en el coste del combustible ahorrado y que sería necesario consumir para generar la misma cantidad de energía eléctrica que se genera con el ciclo ORC.

Para la realización del cálculo de ahorro de combustible, es necesario conocer el consumo de combustible del generador por cada kWh que produce, así como el precio del combustible que se consume.

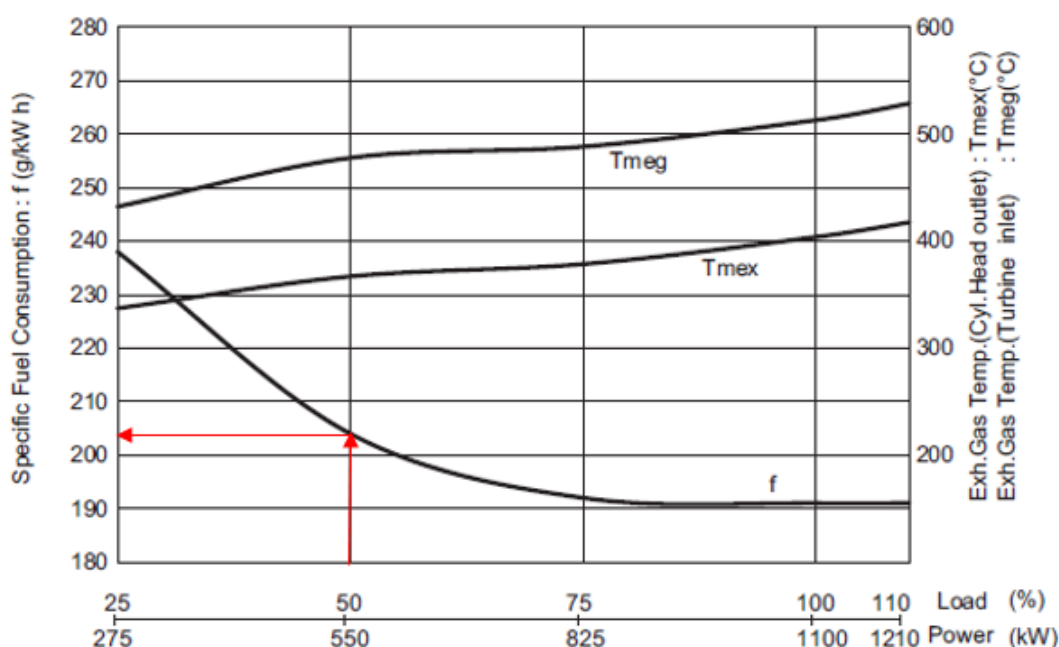


Ilustración 6. Consumo del generador en función de la carga. Recuperada del catálogo de motores auxiliares marinos. Modelo 6EY22 [27].

El consumo de combustible se ha fijado en un valor de 0,215 kg/kWh. Este valor se ha obtenido a través de la ilustración 8 recuperada del catálogo de motores diesels auxiliares marinos [27], en la que como se puede observar para una carga media, que es como trabaja en casi todo momento el generador, el consumo es de 205 kg/kWh que dividido por el rendimiento del generador (supuesto del 95%), se obtiene el consumo de 0,215 kg/kWh mencionado anteriormente.

El precio del combustible se ha fijado en 683,95 €/t. Precio obtenido en <https://shipandbunker.com/prices> para el combustible MGO en Santos.

En la tabla 12 se resume para cada configuración propuesta, la producción eléctrica anual que se obtiene y el ahorro que esta producción supone en kg de combustible, así como el coste de los kg de combustible ahorrados en euros.

Configuración	Producción eléctrica	Ahorro en kg comb.	Ahorro en € comb.
300 kW	404.160 kWh	86.894 kg/año	59.431 €/año
600 kW	779.640 kWh	167.622 kg/año	114.645 €/año
900 kW	1.222.015 kWh	262.733 kg/año	179.696 €/año
1.200 kW	1.480.450 kWh	318.296 kg/año	217.699 €/año

Tabla 12. Ahorro de combustible para configuraciones de 300, 600, 900 y 1.200 kW.

Obtenidos los valores de los flujos de caja, es posible comenzar a calcular los valores que determinan la rentabilidad de las propuestas.

Los cálculos de los indicadores de rentabilidad, se van a realizar para tres plazos diferentes 5, 10 y 15 años. Se van a mostrar únicamente los cálculos de la configuración de 300 kW, el cálculo de los indicadores del resto de configuraciones, se realiza de forma similar y se pueden encontrar en el anexo VI.

- 5 Años

- Payback:

$$0 = \sum_{t=1}^{payback} \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 327.161,25 \text{ €} \quad (72)$$

Con la inversión a realizar (327.161,25 €), los flujos de caja anuales (59.431 €) y un coste de capital de 2%, el periodo necesario para la recuperación de la inversión, es de 6,20 años.

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^5 \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 327.161,25 \text{ €} = -58.016,13 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 5 años, aún faltarían 58.016,13 € por recuperar de la inversión inicial realizada.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^5 \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 327.161,25 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 300 kW en un plazo de 5 años es de -3,12%.

- 10 Años

- Payback:

El Payback de la configuración es el mismo que el calculado para 5 años. Como los flujos de caja anuales se suponen un valor constante y la inversión a realizar es la misma, el periodo de retorno de la inversión no varía.



- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{10} \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 327.161,25 \text{ €} = 160.385,41 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 10 años, la inversión estaría totalmente cubierta como ya se había previsto con el Payback, habiendo unos beneficios de 160.385,41 € que se traducen en combustible ahorrado para producir la energía eléctrica generada por el ciclo.

TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{10} \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 327.161,25 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 300 kW, en el plazo de 10 años, es de 12,64%.

- 15 Años

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{15} \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 327.161,25 \text{ €} = 335.218,07 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 15 años, el beneficio obtenido es de 335.218,07 €

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{15} \frac{59.431 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 327.161,25 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 300 kW, en el plazo de 15 años, es de 16,27%.

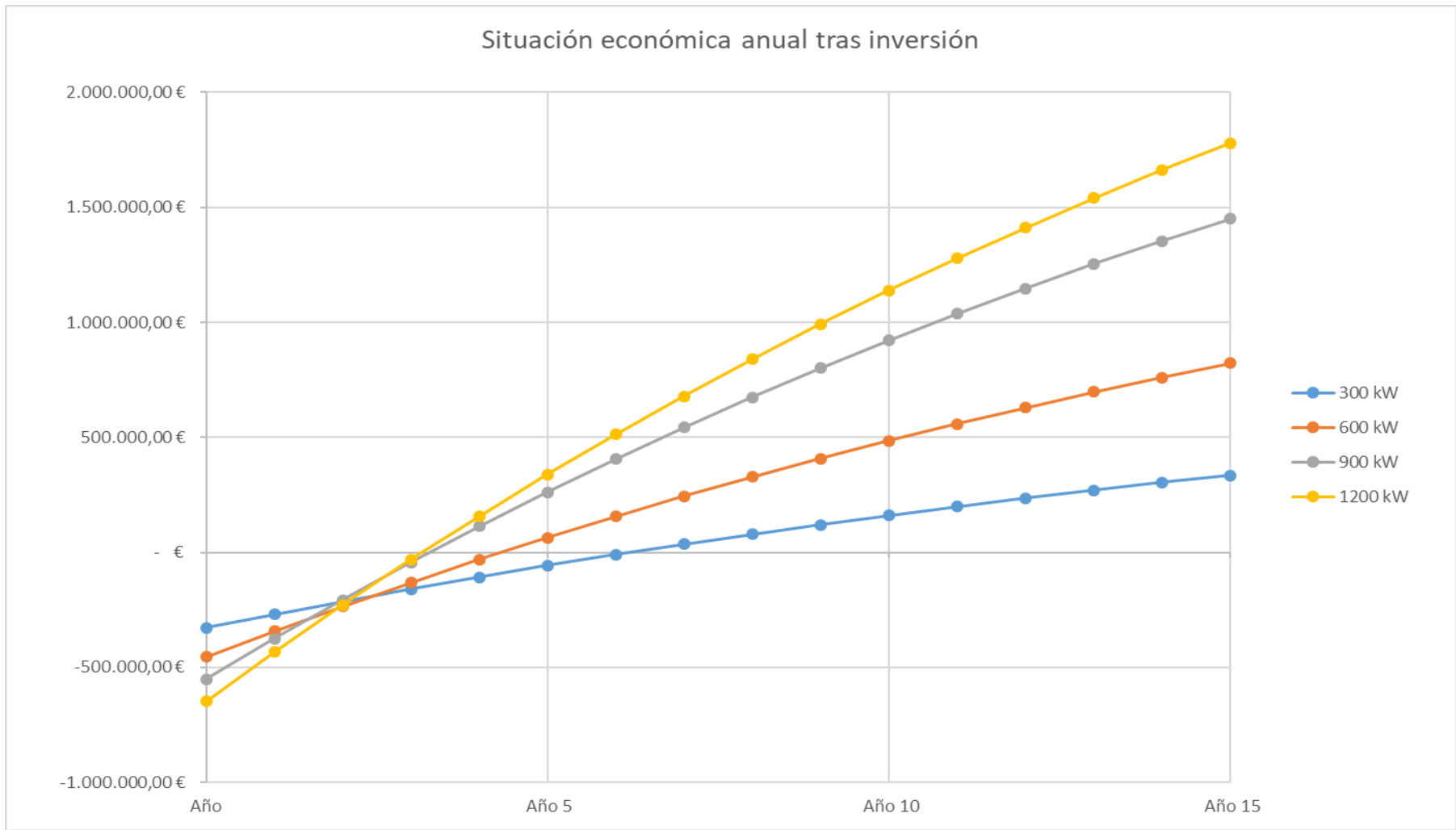
En la tabla 13 se muestran los indicadores de cada configuración para los 3 plazos indicados.

3

Periodo	Configuración	Payback	VAN	TIR
5 Años	300 kW	6,20 Años	-58.016,13 €	-3,12%
	600 kW	4,30 Años	63.926,70 €	8,21%
	900 kW	3,27 Años	261.591,34 €	18,78%
	1.200 kW	3,16 Años	338.233,11 €	20,24%
10 Años	300 kW	6,20 Años	160.385,41 €	12,64%
	600 kW	4,30 Años	485.229,22 €	21,63%
	900 kW	3,27 Años	921.944,48 €	30,22%
	1.200 kW	3,16 Años	1.138.239,42 €	31,43%
15 Años	300 kW	6,20 Años	335.218,07 €	16,27%
	600 kW	4,30 Años	822.486,18 €	24,21%
	900 kW	3,27 Años	1.450.563,88 €	32,04%
	1.200 kW	3,16 Años	1.778.652,60 €	33,16%

Tabla 13. Indicadores de rentabilidad.

Todos los indicadores recogidos en la tabla 13, se resumen de forma gráfica en la gráfica 13.



Gráfica 13. Situación económica anual durante los primeros quince años tras la inversión.

## 10.2. Presupuesto

El presupuesto desarrollado para la elaboración del proyecto se ha dividido en dos partes, inversiones (licencias y material) y operaciones en las que se tiene en cuenta la mano de obra.

Los costes de inversiones se muestran recogidos en la tabla 14.

Producto	Nº unidades	Coste unitario	Coste
Ordenador	1	800,00 €	800,00 €
Licencia Microsoft Office	1	299,00 €	299,00 €
Licencia EES	1	1.200,00 €	1.200,00 €
<b>TOTAL INVERSIONES</b>			<b>2.299,00 €</b>

Tabla 14. Costes de inversiones del proyecto.

Los costes de operación, son los que se muestran en la tabla 15.

Operación	Nº Operarios	Coste Operario	Nº Ingenieros	Coste Ingeniero	Nº Horas	Coste
Busqueda bibliográfica	0	13,00 €/h	1	40 €/h	40	1.600,00 €
Análisis alternativas	0	13,00 €/h	1	40 €/h	24	960,00 €
Elaboración del código EES	0	13,00 €/h	1	40 €/h	432	17.280,00 €
Obtención de resultados	0	13,00 €/h	1	40 €/h	64	2.560,00 €
Redacción de memoria	0	13,00 €/h	1	40 €/h	250	10.000,00 €
<b>TOTAL OPERACIONES</b>						<b>32.400,00 €</b>

Tabla 15. Costes de operación del proyecto.

Con los costes de inversión y de operación, se puede obtener un primer subtotal, al que hay que añadir, los costes indirectos. Al segundo subtotal que se obtiene, habría que añadir por último los costes financieros.

<b>Subtotal 1</b>			<b>34.699,00 €</b>
Costes indirectos	5%		1.734,95 €
<b>Subtotal 2</b>			<b>36.433,95 €</b>
Costes financieros	4%		1.457,36 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>37.891,31 €</b>

Tabla 16. Costes totales y subtotales del proyecto.

# 11. Planificación y descripción de tareas. Diagrama Gantt

La planificación y las tareas llevadas a cabo para la realización del proyecto, se muestran en la ilustración 9.

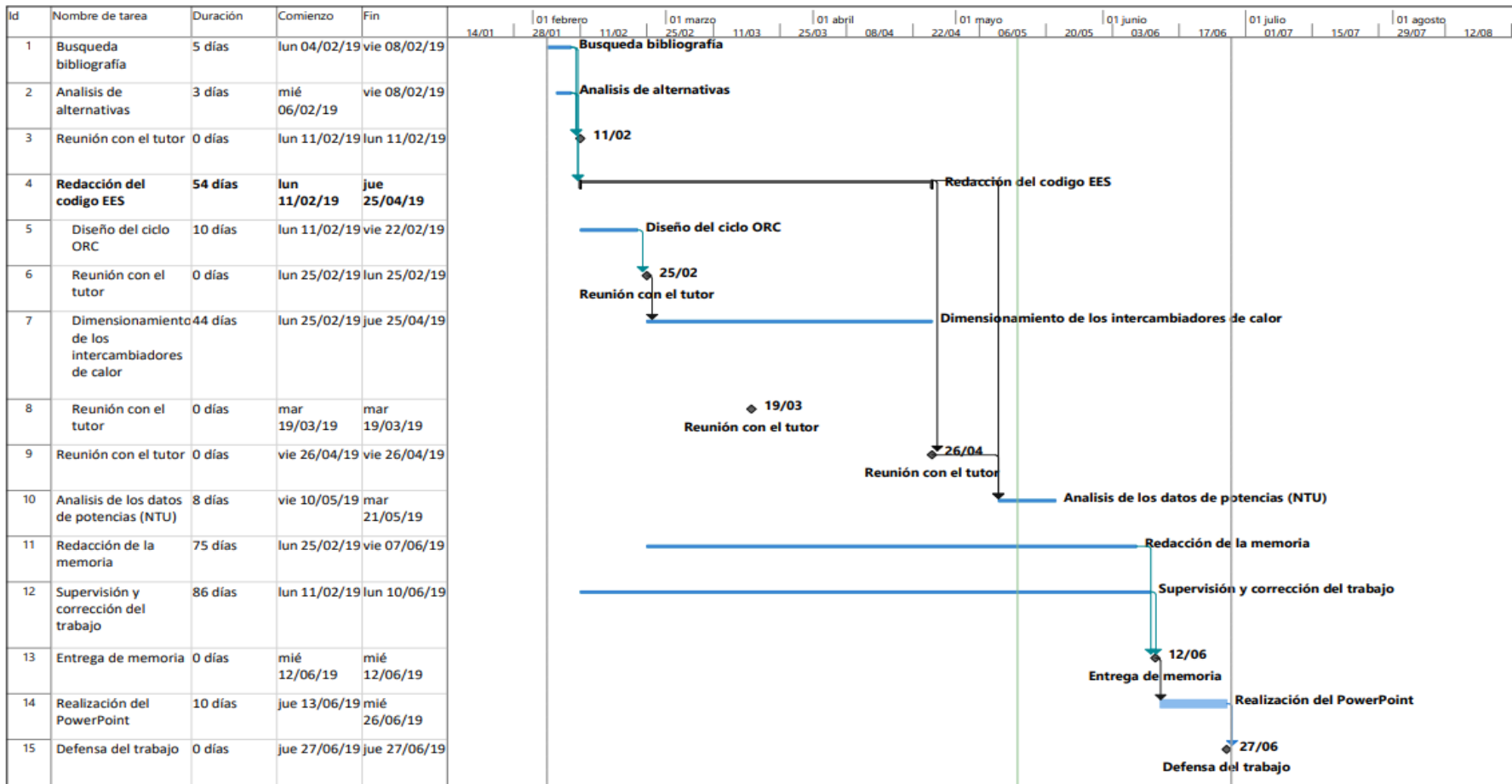


Ilustración 7. Diagrama Gantt del proyecto. Elaboración propia mediante Microsoft Project.

1. **Búsqueda de bibliografía:** Se ha realizado una búsqueda y un estudio acerca de documentos y trabajos similares a los del proyecto. La tarea comienza el mismo día que comienza el proyecto, el día 4 de febrero y finaliza el día 8 de ese mismo mes.
2. **Análisis de alternativas:** Una vez recogida cierta información, se ha realizado un estudio sobre las posibles configuraciones a implementar en el proyecto. Comienza el día 6 de febrero y finaliza el día 8 de febrero.
3. **Reunión con el tutor:** Reunión con el tutor para comprobar el progreso del proyecto el día 11 de febrero.
- 4,5,6,7 y 8. **Elaboración del código EES:** Se divide en dos partes. Una primera parte en la que se redacta el diseño del ciclo, con comienzo el día 11 de febrero y finalización el día 22 de febrero, y una segunda parte en la que se realiza el dimensionamiento de los intercambiadores de calor. Esta segunda parte tiene comienzo una vez se ha completado el diseño del ciclo y mostrado el progreso al tutor el día 25 de febrero y finaliza el 25 de abril. El día 19 de marzo se llevó a cabo una reunión con el tutor para comprobar el progreso.
9. **Reunión con el tutor** para comprobar que el código EES se ha redactado correctamente el día 26 de abril.
10. **Análisis de los datos de funcionamiento del buque mediante el método NTU:** Se analiza el funcionamiento de los intercambiadores diseñados fuera de las condiciones de diseño y la producción energética anual para cada configuración propuesta. La tarea comienza el día 10 de mayo y finaliza el día 21 de mayo.
11. **Redacción de la memoria:** Esta tarea comienza a realizarse el día 25 de febrero y se realiza paralelamente al resto de tareas teniendo fin el día 7 de junio.
12. **Supervisión y corrección del trabajo:** Tarea llevada a cabo por el tutor, y comienza con la primera reunión el día 11 de febrero y finaliza el día 10 de junio.
13. **Entrega de la memoria:** El día 12 de junio se realiza la entrega de la memoria.
14. **Realización del PowerPoint:** Tiene comienzo el día 13 de junio y final el día 26 de ese mismo mes.
15. **Defensa del trabajo:** El día 27 de junio tiene lugar la defensa del trabajo.

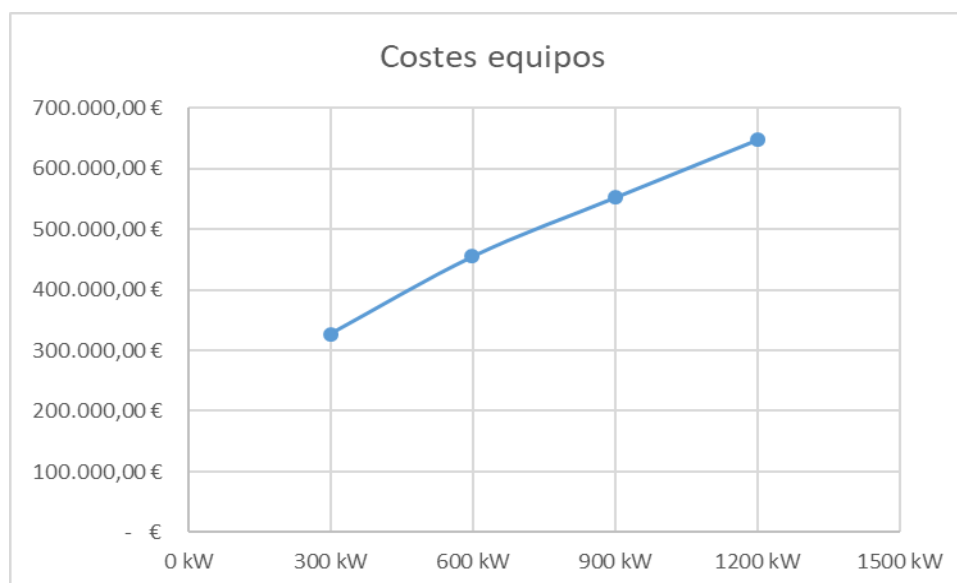
## 12. Conclusiones

La selección de la configuración de ciclo ORC más adecuada para el buque, se trata de un aspecto determinante del proyecto. Aspectos como las dimensiones de los equipos a instalar, se han de tener en cuenta además de la producción energética y el ahorro de combustible.

En base al trabajo realizado, se concluye como satisfactorio, habiendo cumplido con los plazos y objetivos establecidos al comienzo del proyecto, dando solución al problema planteado, teniendo en cuenta criterios termodinámicos y económicos.

En base a los resultados obtenidos durante el trabajo, se puede concluir que:

- El ciclo ORC regenerativo presenta un mejor rendimiento térmico que el ciclo ORC básico como se puede observar en la comparativa que se presenta en el Anexo IV. A pesar de ello, el coste de añadir un intercambiador de calor más al ciclo que actúa como regenerador, hace que este aumento de rendimiento, no sea rentable desde el punto de vista económico.
- Existe una presión de trabajo en el evaporador que maximiza el rendimiento. El parámetro que limita la mejora del rendimiento es el Pinch Point del evaporador.
- La obtención de una mayor cantidad de energía eléctrica, viene ligado a un aumento en las dimensiones de los intercambiadores de calor que permitan aprovechar una mayor cantidad del calor residual disponible en el agua de refrigeración que proviene de las camisas del motor.
- El precio final de los intercambiadores de calor, depende directamente de la superficie de intercambio de los mismos, y como para obtener mayor aprovechamiento del calor son necesarias mayores superficies, el precio aumenta notablemente como se puede apreciar en la gráfica 14.



Gráfica 14. Coste de equipos en función de la potencia.

- La producción que se obtiene con la configuración de 300 kW resulta bastante escasa. El equipo a instalar debería ser una configuración de 600 kW o más para obtener unos valores energéticos razonables.
- La configuración de 1.200 kW pese a obtener la mayor cantidad de energía eléctrica y los mejores indicadores de rentabilidad, presenta como inconvenientes unas dimensiones de configuración elevadas para ser equipadas en un barco, lo que viene acompañado de un coste de inversión muy alto. Además, como se ha comentado anteriormente, no se ha podido tener en cuenta el coste de instalación, que tiene un gran impacto sobre el coste final, aumentando con el tamaño de la unidad. Esto repercute de forma muy negativa sobre la unidad de mayor tamaño.

De cara a posibles trabajos futuros, es posible realizar un estudio de viabilidad, tanto técnica como económica, sobre la mejora que sufre el rendimiento térmico del ciclo al introducir un intercambiador de calor adicional que haga las funciones de regenerador, el cual aprovecha los gases de escape del motor que salen a alta temperatura para precalentar el fluido el trabajo.



## 13. Bibliografía

- [1] S.A. Klein, *"Engineering Equation Solver. F-Chart Software"*, Middleton, WI, (2010)
- [2] J.F. Wang, Y.P. Dai, et al., *"Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry"*, Applied Energy 86 (6) (2009) 941e948.
- [3] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, *"A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat"*, Energy 22 (1997) 661e667.
- [4] W. Gu, Y. Weng, Y. Wang, B. Zheng, *"Theoretical and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle for a waste heat recovery system"*, Part A: Journal of Power and Energy 223 (2009) 523-533 Proc. IMechE.
- [5] O. Badr, P.W. Ocallaghan, et al., *"Rankine-Cycle systems for Harnessing power from low-grade energy-Sources"*, Applied Energy 36 (1990) 263-292.
- [6] J. Larjola, *"Electricity from industrial waste heat using high-speed Organic Rankine Cycle (ORC)"*, International Journal of Production Economics 41 (2009) 227-235.
- [7] Z. Gnutek, A. Bryszewska-Mazurek, *"The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine"*, Energy 26 (2001) 1075-1082.
- [8] Y. Chen, P. Lundqvist, et al., *"A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an Organic Rankine Cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery"*, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 2142-2147.
- [9] A. Fontalvo-Lascano, C. Romero, O. Teheran, P. Barros, M.Balbis-Morejon, *"Simulación termodinámica y económica de ciclos de Rankine orgánicos acoplados con motores estacionarios de gas natural"* (2018)
- [10] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Ara y K. More, *"Design and testing of the Organic Rankine Cycle"*. En: Energy 23 (2001), pags. 239-251
- [11] D. Seher, T. Lengenfelder y J. Gerhardt, *"Waste Heat Recovery for commercial vehicles with a Rankine process"*. En: 21th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology. 2012
- [12] D. Hountalas, C. Katsanos, D. Kouremenos y E. Rogdakis, *"Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD Diesel engine applications"*. En: International Journal of Alternative Propulsion 1 (2007), pags. 228-249
- [13] H. Wang, R. Peterson y T. Herron, *"Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle"*. En: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy 223 (2009), pags. 863-872

- [14] S. Quoilin, V. Broek, S. Declaye, P. Dewallef y V. Lemort, “*Technoeconomic survey of Organic Rankine Cycle systems*”. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), pags. 168-186
- [15] M. Tahir, Y. Mohd y T. Hoshino, “*Efficiency of Compact Organic Rankine cycle system with rotatory-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery*”. En: *International Journal of Civil and Environmental Engineering* 2 (2010)
- [16] B. Perís y J. Navarro-Esbrí, “*Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery*” (2013)
- [17] Li, C. Zhao, and X. Hu, “*Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector*,” (2012), *Energy*, vol. 42, no. 1, pags. 342–349
- [18] B. Peris Pérez, J. Navarro Esbrí, F. Molés Ribera y A. Mota Babiloni, “*Optimización teórica del ciclo orgánico (ORC) para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura*”, (2015)
- [19] P.J. Mago, L.M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji, “*An examination of regenerative Organic Rankine Cycles using dry fluids*”, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 998-1007.
- [20] M. Grijiu, V. Medica, and N. Rai, “*Thermodynamic analysis of a ship power plant operating with waste heat recovery through combined heat and power production*” *Energies*, vol. 7, no. 11, pags. 7368–7394
- [21] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman y A. Lavine, “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*”, 6<sup>th</sup> ed. (2007) pags, 619-699
- [22] Y. Çengel, “*Transferencia de calor y masa*”, 3<sup>rd</sup> ed. (2007), pags 355-709
- [23] J.E. Edwards, “*Design and rating Shell and tube heat exchangers*”, (2008)
- [24] M. Moran y H. Shapiro, “*Fundamentos de termodinámica técnica*”, 2<sup>nd</sup> ed. (2004)
- [25] P. Stephan, “*VDI Heat Atlas*”, 2<sup>nd</sup> edition (2010)
- [26] R. Perry, “*Perry’s chemical engineers’ handbook*”, 7<sup>th</sup> edition (1997)
- [27] Yanmar, “*Marine auxiliary diesel engine. Model 6EY22 Series Catalogue*”, 2<sup>nd</sup> edition (2012)
- [28] M. Yang, “*Payback period investigation of the organic Rankine cycle with mixed working fluids to recover waste heat from the exhaust gas of a large marine diesel engine*” (2018)
- [29] M. Carlier, “*La normativa marítima internacional relativa a la seguridad y al medio ambiente*”, (2004)
- [30] H.D.M. Hettiarachchia, M. Golubovica, W.M. Worek, “*Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low-temperature geothermal heat sources*”, (2007)

[31] Gobierno de España. Ministerio de fomento, “*Normativa aplicable en material de Registro de buques*”, (2019). Recuperado de <https://www.fomento.gob.es/marina-mercante/normativa/normativa-aplicable-en-materia-de-registro-de-buques>

[32] Gobierno de España. Ministerio de foment, “*Normativa sobre Seguridad Marítima y Contaminación*”, (2019). Recuperado de <https://www.fomento.gob.es/marina-mercante/normativa/normativasobre-seguridad-maritimay-contaminacion>

[33] Organización Marítima Internacional, “*Listado de convenios de la OMI*”, (2019). Recuperado de <http://www.imo.org/es/About/Conventions/ListOfConventions/>

## 14. Anexo I. Normativa aplicable

La regulación del transporte marítimo es muy amplio y complejo, ya que coexisten normas de ámbito nacional, supranacional (europeo) e internacional.

Dado al evidente carácter internacional de la materia, parece lógico que además de las normas promulgadas por cada Estado dentro su competencia, también existen órganos europeos e internacionales encargados de elaborar normas que se aplicarán del mismo modo a todos los Estados contratantes en ellas. Entre estos órganos se encuentra la Organización Marítima Internacional (OMI), organismo al cual la Organización de Naciones Unidas (ONU) ha encomendado el desarrollo de la normativa internacional de referencia en esta materia, especialmente en lo que respecta a la seguridad marítima y prevención de la contaminación. Esta organización fue fundada en 1948 en la Conferencia de las Naciones Unidas que tuvo lugar en Ginebra. Actualmente, la OMI está compuesta por 174 Estados Miembros y 3 Miembros Asociados. Entre sus Estados Miembros se encuentra España desde el año 1962, por lo tanto, los convenios elaborados por la OMI serán de aplicación también para el Estado español.

Por consiguiente, estos son, entre otros, los convenios principales sobre la seguridad y medio ambiente elaborados por la OMI:

- Convenio internacional para la seguridad de la vida humana en el mar (Convenio SOLAS), 1974, enmendado
- Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973, modificado por el Protocolo de 1978 y por el Protocolo de 1997 (Convenio MARPOL)
- Convenio internacional sobre normas de formación, titulación y guardia para la gente de mar (Convenio de formación), en su forma enmendada, incluidas las enmiendas de 1995 y las enmiendas de Manila de 2010
- Convenio internacional relativo a la intervención en alta mar en casos de accidentes que causen una contaminación por hidrocarburos, 1969 (Convenio de intervención)
- Convenio sobre la prevención de la contaminación del mar por vertimiento de desechos y otras materias, 1972 (Convenio de Londres) (y Protocolo de Londres de 1996)
- Convenio internacional sobre cooperación, preparación y lucha contra la contaminación por hidrocarburos, 1990 (Convenio de Cooperación)
- Protocolo sobre cooperación, preparación y lucha contra los sucesos de contaminación por sustancias nocivas y potencialmente peligrosas , 2000 (Protocolo de Cooperación-SNPP).
- Convenio internacional sobre el control de los sistemas antiincrustantes perjudiciales en los buques , 2001 (Convenio AFS)
- Convenio internacional para el control y la gestión del agua de lastre y los sedimentos de los buques, 2004
- Convenio internacional de Hong Kong para el reciclaje seguro y ambientalmente racional de los buques , 2009

En 1958, la ONU celebró la primera Convención de las Naciones Unidas sobre el Derecho del Mar (UNCLOS I) con la finalidad de abordar cuestiones fundamentales sobre la propiedad del mar. De esta manera, finalmente, se adoptaron cuatro convenios sobre el Mar Territorial y la Zona Contigua, Alta Mar, la Plataforma Continental y Conservación de las Pesquerías. Más tarde, en 1973, tuvo lugar una segunda conferencia en la materia (UNCLOS II) con el objetivo de profundizar sobre ciertos aspectos en la materia. Finalmente, en 1973 se convocó una tercera por la cual, tras un debate prolongado, se adoptó en 1982 el Convenio de la ONU sobre el Derecho del Mar (en vigor desde el año 1994).

Por un lado, este Convenio reconoce a todo Estado el derecho a registrar buques, siempre y cuando exista una relación auténtica entre buque y Estado. Una vez registrado el buque adquirirá la nacionalidad del Estado y se considerará parte del Estado a todos los efectos jurídicos. Dicho Estado se denominará Estado de Bandera y recaerá en él la responsabilidad jurídica principal en lo relativo a la seguridad, normas laborales o asuntos comerciales, entre otros. En el caso de España, esta son la normativa aplicable en materia de Registro de Buques:

- Circular 4/90 : Aclaración al Real decreto 1027/89
- Circular 11/90: Ampliación de la Circular 4/90 sobre Abanderamiento, matriculación de buques y registro marítimo.
- Instrucción Gral. del 11/04/94, de la DGMM sobre resolución de expedientes tramitados como consecuencia de variación en las dimensiones principales de los buques de  $E_{total} < 7,50 = " mts. = ">$
- Fax de la S.G.T.M. del 13/10/94, sobre anotación en hoja de asiento de los compromisos de baja en buques pesqueros.
- Instrucción D.G.M.M. del 22/03/95, procedimiento a seguir en la tramitación de expedientes afectados por el Real decreto 2112/94, de 28 de Octubre (B.O.E. nº 280)
- Instrucción General D.G.M.M. del 16/05/95, sobre procedimiento a seguir en la tramitación de expedientes afectados por el Real decreto 2112/94.
- Circular 5/95 sobre cambio de nombre en embarcaciones deportivas o de recreo registradas en listas 6ª y 7ª.
- Circular 7/95 sobre construcción, equipo y reconocimiento de embarcaciones.
- Circular 8/95 sobre inscripción provisional en lista 7ª de embarcaciones de recreo.
- Instrucción General del 28/03/96, efectos de la O.M. 19/04/95 sobre aplicación de tarifas por servicios prestados por las Autoridades Portuarias (BOE nº 98), en materia de matriculación de embarcaciones deportivas o de recreo.
- Instrucción General del 06/06/96, sobre documentación a exigir por los Registros de Matrícula de Buques, para acreditar la legal importación de embarcaciones y motores fueraborda y dentro-fueraborda.
- Instrucción General del 07/10/96 sobre coordinación en materia registral entre los Registros de matrícula de buques y el Censo de la Flota Pesquera Operativa.
- Fax de la S.G.T.M. y C. del 30/12/96 ampliando la Instrucción General del 07/10/96.
- Circular 3/97. Matriculación en Lista 4ª de embarcaciones y artefactos navales con carencia parcial de documentación.

- Orden FOM/1667/2011 de 6 de junio, por la que se modifican los límites geográficos de las Capitanías Marítimas de Sevilla y Cádiz , así como los Distritos Marítimos de Sanlúcar de Barrameda y Sevilla y se establecen nuevos indicativos de matrícula
- Real decreto 1040/97 de 27 de Junio, por el que se modifica el Real decreto 798/95 de 19 de Mayo, por el que se definen los criterios y condiciones de las intervenciones con finalidad estructural en el sector de la pesca de la acuicultura, la comercialización, transformación y la promoción de su productos. (BOE nº 154 del 26/06/97)
- Real Decreto 798/95 de 19 Mayo de 1.995, (B.O.E. del 29/06/95) por el que se definen los criterios y condiciones de las intervenciones con finalidad estructural en el sector de la pesca, de la acuicultura y de la comercialización, la transformación y la promoción de sus productos
- Ley 42/1994 de 30 de diciembre, de Medidas fiscales, administrativas y de orden social
- Real Decreto 438/1994 de 11 de marzo, por el que se regula las instalaciones de recepción de residuos oleosos procedentes de los buques, en cumplimiento del Convenio Internacional 'Marpol 73/78'
- Resolución de 20 de mayo de 2013 de la Dirección General de la Marina Mercante en la que se reconoce el derecho a obtener un certificado como cocinero, por experiencia acumulada, a los cocineros de los buques mercantes a los efectos del Convenio sobre Trabajo Marítimo 2006 (MLC-2006)
- Convenio sobre Trabajo Marítimo, 2006. Definición de Buque, Gente de Mar y Aguas Abrigadas, por la autoridad competente
- Real Decreto 1027/1989 de 28 de julio, sobre abanderamiento, matriculación de buques y registro marítimo

Asimismo, en España, esta es la legislación nacional aplicable sobre la Seguridad Marítima y Contaminación:

- Convenio sobre Trabajo Marítimo, 2006.
- Orden 10.6.83. Normas complementarias al Convenio SOLAS 74/78. Aplicación a buques de recreo y de pesca.
- R.D. 1041/97. Normas de protección en el transporte de animales vivos.
- Orden 14.7.64. Por la que se establecen las tripulaciones mínimas que deben llevar los buques mercantes y de pesca.
- R,D, 145/89. Sobre admisión, manipulación y almacenamiento de mercancías peligrosas en los puertos.
- R.D. 1253/97. Decreto que incorpora a la normativa nacional las Directivas 93/75 y siguientes, sobre condiciones de notificación de buques con mercancías peligrosas.
- R.D. 1952/95. Aprobación de la Comisión para la coordinación del transporte de mercancías peligrosas.
- R.D. 230/98. Norma por la que se publica el Reglamento de Explosivos.
- Ley 60/62. Regula lo relativo a las extracciones de restos hundidos, hallazgos de material en el mar, el remolque y los auxilios y salvamento en la mar.
- Decreto 984/67. Reglamento para la aplicación de la Ley 60/62
- R.D. 393/96. Desarrollo reglamentario del servicio de practicaaje.
- Orden 20.02.97. Regulación del Reglamento de capacitación profesional para el servicio de practicaaje.
- R.D. 1835/83. Normas de balizamiento en las costas españolas

- Orden 27.2.96. Regulación de la Comisión de Faros.
- Orden 14.4.88. Por la que se establece la Comisión para la investigación de los siniestros marítimos.
- R.D. 799/81. Se establece el procedimiento de autorización de trabajos científicos a buques extranjeros en aguas españolas.
- Orden 18.2.88. Regula las condiciones para el enrole en un buque de personal ajeno a la tripulación.
- Orden 31.7.92. Establece los requisitos de formación en seguridad marítima que deben cumplir las tripulaciones de buques mercantes y de pesca.
- R.D. 438/94. Regula las instalaciones de recepción de residuos oleosos procedentes de buques.

Por otro lado, el Convenio de la ONU sobre el Derecho del Mar reconoce a los Estados ribereños ciertos Derechos sobre los buques que navegan sobre sus aguas. A efectos de determinar esta competencia ha de tenerse en cuenta la división del mar en zonas, puesto que desde un punto de vista jurídico cada una de estas zonas es tratada de distinta forma. Estas zonas son las siguientes: mar territorial (la zona más cercana a la tierra), la zona contigua, la zona económica exclusiva y alta mar (la zona que no pertenece a ningún estado).

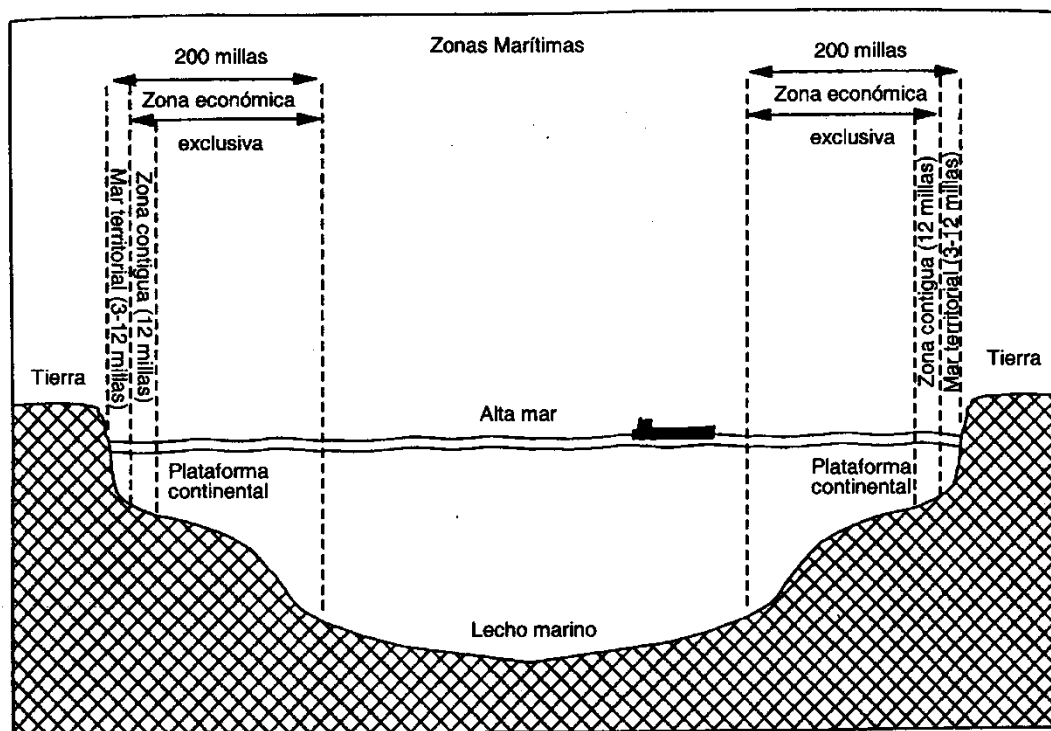


Ilustración 8. División del mar en zonas. Carlier, M (2004). *La normativa marítima internacional relativa a la seguridad y medioambiente* [29].

Además de la normativa internacional y nacional mencionada, también existen normas aplicables en la materia a todos los Estados Miembros de la Unión Europea. Entre otros:

- Directiva 2001/105/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 19 de diciembre de 2001, que modifica la Directiva 94/57/CE del Consejo sobre reglas

y estándares comunes para las organizaciones de inspección y peritaje de buques y para las actividades correspondientes de las administraciones marítimas.

- Directiva 2001/106/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 19 de diciembre de 2001, por la que se modifica la Directiva 95/21/CE del Consejo sobre el cumplimiento de las normas internacionales de seguridad marítima, prevención de la contaminación y condiciones de vida y de trabajo a bordo, por parte de los buques que utilicen los puertos comunitarios o las instalaciones situadas en aguas bajo jurisdicción de los Estados miembros.
- Reglamento (CE) 417/2002 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 18 de febrero de 2002, relativo a la introducción acelerada de normas en materia de doble casco o de diseño equivalente para petroleros de casco único.
- Directiva 93/75 de la UE. Normas sobre la notificación para buques que transporten mercancías peligrosas y se entran en puerto comunitario.
- Directiva de la UE sobre Instalaciones de recepción. Para la provisión adecuada de instalaciones de recogida y tratamiento de residuos generados por los buques, en los puertos de la Comunidad Europea. (Todavía no adoptada)

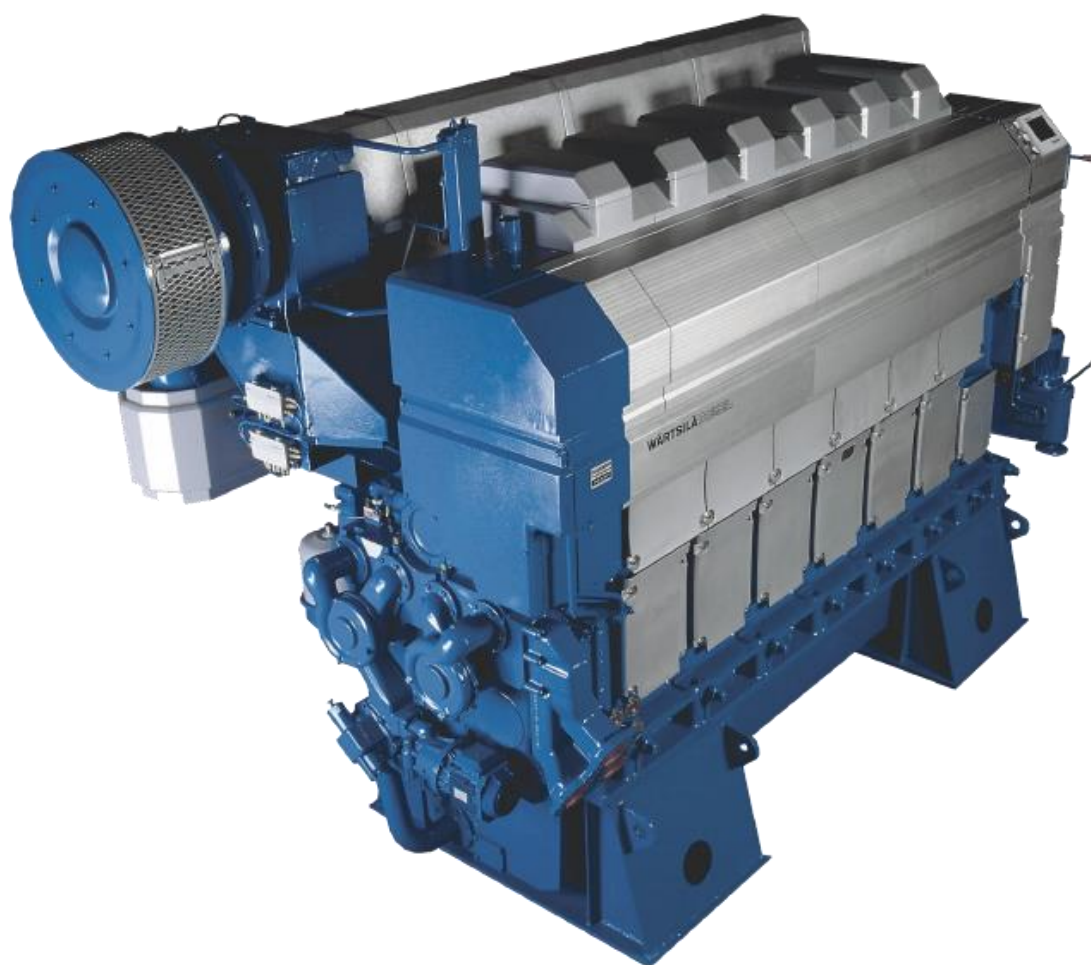
Dentro de la lucha contra la contaminación en el ámbito europeo es de mencionar la labor desempeñada por la Agencia Europea de Seguridad Marítima (AESM) creada en el año 2002, cuya función se resume en proporcionar asesoramiento técnico y asistencia operativa en materia de seguridad y protección marítimas y lucha contra la contaminación.

Por último, pero no por ello menos importante, se encuentran Las Sociedades de Clasificación (SSCC). El objetivo principal de estas es “mejorar la seguridad de la vida y los bienes en la mar asegurando elevados criterios técnicos para el proyecto, fabricación, construcción y mantenimiento de los buques mercantes y no mercantes” Estas sociedades emiten un Certificado de Clase, el cual es el criterio del sector por el cual se establece el criterio del sector para determinar que un buque está construido y mantenido como es debido. IACS (International Association of Classification Societies) es la Asociación Internacional de Sociedades de Clasificación, la cual representa a las sociedades de clasificación más importantes, entre las que se encuentran: ABS, BV, CCS, CRS, DNV GL y IR Class.

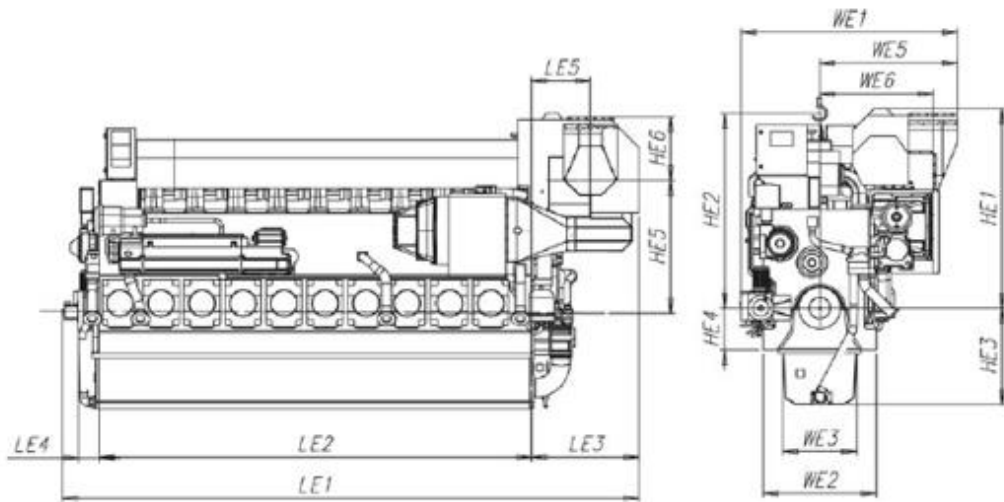


## 15. Anexo II. Datos del motor

Como se ha mencionado anteriormente el motor con el que es propulsado el barco se trata de un motor Wärtsilä 9L32. En la ilustración 11 se muestra una imagen del motor y en la ilustración 12, se puede observar un esquema del motor con sus principales dimensiones y el peso.



*Ilustración 9. Motor Wärtsilä 9L32. Recuperada de <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/diesel-engines/wartsila-32>*



Engine	LE1	HE1	WE1	HE2	HE4	HE3	LE2	LE4	WE3	WE2
W 6L32	5130	2295	2380	2345	500	1155	3670	250	880	1350
W 8L32	6379	2375	2610	2345	500	1155	4650	250	880	1350
W 9L32	6869	2375	2610	2345	500	1155	5140	250	880	1350

Engine	WE5	LE3	HE5	HE6	WE6	LE5	Weight
W 6L32	1425	1215	1780	460	375	515	35.4
W 8L32	1650	1285	1780	545	1340	705	43.6
W 9L32	1650	1285	1780	545	1340	705	49.2

\* Turbocharger at flywheel end.

All dimensions in mm. Weight in metric tons with liquids (wet sump) but without flywheel.

Ilustración 10. Esquema, dimensiones y peso del motor. Recuperada de la guía de producto Wärtsilä 32.

En la tabla 17 que se muestra a continuación, se recogen los datos técnicos de las diferentes configuraciones existentes del motor Wärtsilä 9L32

- LFO optimized

Engine speed Cylinder output	RPM kW/cyl	720 560	750 580	720 560	750 580	750 580	750 580
Engine output	kW	5040	5220	5040	5220	5220	5220
Mean effective pressure	MPa	2.9	2.88	2.9	2.88	2.88	2.88
<b>Combustion air system (Note 1)</b>							
Flow at 100% load	kg/s	9.63	9.62	9.63	9.62	9.62	9.52
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45	45	45	45	45	45
Air temperature after air cooler (TE 601)	°C	55	55	55	55	55	55
<b>Exhaust gas system (Note 2)</b>							
Flow at 100% load	kg/s	9.45	9.81	9.45	9.81	9.81	9.8
Flow at 85% load	kg/s	8.46	8.91	8.46	8.91	8.55	8.5

Flow at 75% load	kg/s	7.65	8.1	7.65	8.1	8.01	7.4
Flow at 50% load	kg/s	5.49	5.85	5.49	5.85	6.21	5.0
Temperature after turbocharger, 100% load (TE 517)	°C	350	350	350	350	350	350
Temperature after turbocharger, 85% load (TE 517)	°C	305	295	305	295	315	330
Temperature after turbocharger, 75% load (TE 517)	°C	305	295	305	295	315	340
Temperature after turbocharger, 50% load (TE 517)	°C	300	290	300	290	300	353
Backpressure, max.	kPa	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
Calculated pipe diameter for 35m/s	mm	777	791	777	791	791	791
<b>Heat balance (Note 3)</b>							
Jacket water, HT-circuit	kW	675	711	675	711	675	665
Charge air, HT-circuit	kW	1152	1197	1152	1197	1197	1217
Charge air, LT-circuit	kW	648	756	648	756	720	734
Lubricating oil, LT-circuit	kW	612	639	612	639	612	597
Radiation	kW	162	162	162	162	162	165
<b>Fuel system (Note 4)</b>							
Pressure before injection pumps (PT 101)	kPa	700±50	700±50	700±50	700±50	700±50	700±50
Engine driven pump capacity (MDF only)	m³/h	5.4	5.6	5.4	5.6	5.6	5.6
HFO viscosity before engine	cSt	16...24	16...24	16...24	16...24	16...24	16...24
HFO temperature before engine, max. (TE 101)	°C	140	140	140	140	140	140
MDF viscosity, min	cSt	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
MDF temperature before engine, max. (TE 101)	°C	45	45	45	45	45	45
Fuel consumption at 100% load, HFO	g/kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Fuel consumption at 85% load, HFO	g/kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Fuel consumption at 75% load, HFO	g/kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Fuel consumption at 50% load, HFO	g/kWh	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Fuel consumption at 100% load, MDF	g/kWh	183.1	184.7	184.5	186.0	184.7	185.6
Fuel consumption at 85% load, MDF	g/kWh	179.7	180.8	181.1	182.2	179.7	180.7
Fuel consumption at 75% load, MDF	g/kWh	179.9	180.7	181.3	182.1	179.1	180.1
Fuel consumption at 50% load, MDF	g/kWh	185.5	185.5	189.3	189.3	179.8	180.8
Clean leak fuel quantity, MDF at 100% load	kg/h	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0
Clean leak fuel quantity, HFO at 100% load	kg/h						
<b>Lubricating oil system</b>							
Pressure before bearings, nom. (PT 201)	kPa	500	500	500	500	500	500
Suction ability main pump, including pipe loss, max.	kPa	30	30	30	30	30	30
Priming pressure, nom. (PT 201)	kPa	50	50	50	50	50	50
Suction ability priming pump, incl. pipe loss, max.	kPa	30	30	30	30	30	30
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	63	63	63	63	63	63
Temperature after engine, approx.	°C	79	79	79	79	79	79
Pump capacity (main), engine driven	m³/h	108	112	108	112	112	112

Pump capacity (main), stand-by	m <sup>3</sup> /h	96	100	96	100	100	100
Priming pump capacity, 50Hz/60Hz	m <sup>3</sup> /h	21.6 / 25.9	21.6 / 25.9	21.6 / 25.9	21.6 / 25.9	21.6 / 25.9	21.6 / 25.9
Oil volume, wet sump, nom.	m <sup>3</sup>	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3
Oil volume in separate system oil tank, nom.	m <sup>3</sup>	6.8	7.0	6.8	7.0	7.0	7.0
Oil consumption (100% load), approx.	g/kWh	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
Crankcase ventilation flow rate at full load	l/min	2060	2060	2060	2060	2060	2060
Crankcase ventilation backpressure, max.	kPa	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Oil volume in turning device	liters	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
Oil volume in speed governor	liters	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9
<b>Cooling water system</b>							
<b>High temperature cooling water system</b>							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	530	530	530	530	530	530
Temperature before cylinders, approx. (TE 401)	°C	77	77	77	77	77	77
HT-water out from engine, nom (TE402) (single stage CAC)	°C	96	96	96	96	96	96
HT-water out from engine, nom (TE432) (two stage CAC)	°C	96	96	96	96	96	96
Capacity of engine driven pump, nom.	m <sup>3</sup> /h	85	85	85	85	85	85
Pressure drop over engine, total (single stage CAC)	kPa	100	100	100	100	100	100
Pressure drop over engine, total (two stage CAC)	kPa	150	150	150	150	150	150
Pressure drop in external system, max.	kPa	100	100	100	100	100	100
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150	70...150	70...150	70...150
Water volume in engine	m <sup>3</sup>	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56
<b>Low temperature cooling water system</b>							
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 451)	kPa	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static	250 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 451)	kPa	530	530	530	530	530	530
Temperature before engine (TE 451)	°C	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38	25 ... 38
Capacity of engine driven pump, nom.	m <sup>3</sup> /h	85	85	85	85	85	85
Pressure drop over charge air cooler	kPa	35	35	35	35	35	35
Pressure drop over oil cooler	kPa	30	30	30	30	30	30
Pressure drop in external system, max.	kPa	100	100	100	100	100	100
Pressure from expansion tank	kPa	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150	70 ... 150
<b>Starting air system (Note 5)</b>							
Pressure, nom.	kPa	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Pressure at engine during start, min. (20°C)	kPa	1600	1600	1600	1600	1600	1600
Pressure, max.	kPa	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Low pressure limit in air vessels (alarm limit)	kPa	1600	1600	1600	1600	1600	1600
Air consumption per start	Nm <sup>3</sup>	2.7	2.7	2.7	2.7	-	

Air consumption per start without propeller shaft engaged	Nm <sup>3</sup>	-	-	-	-	2.7	
Air consumption with automatic start and slowturning	Nm <sup>3</sup>	-	-	-	-	-	-
Air consumption per start with propeller shaft engaged	Nm <sup>3</sup>	-	-	-	-	4.3	
Air consumption with automatic start and high inertia slowturning	Nm <sup>3</sup>	-	-	-	-	-	-
Air assist consumption (for engines with 580 kW/cyl)	Nm <sup>3</sup>	1	1	1	1	1	1

*Tabla 17. Datos técnicos del motor. Recuperado de la guía de producto Wärtsilä 32.*

## 16. Anexo III. Diagrama P-h del fluido de trabajo R1233zd(E)

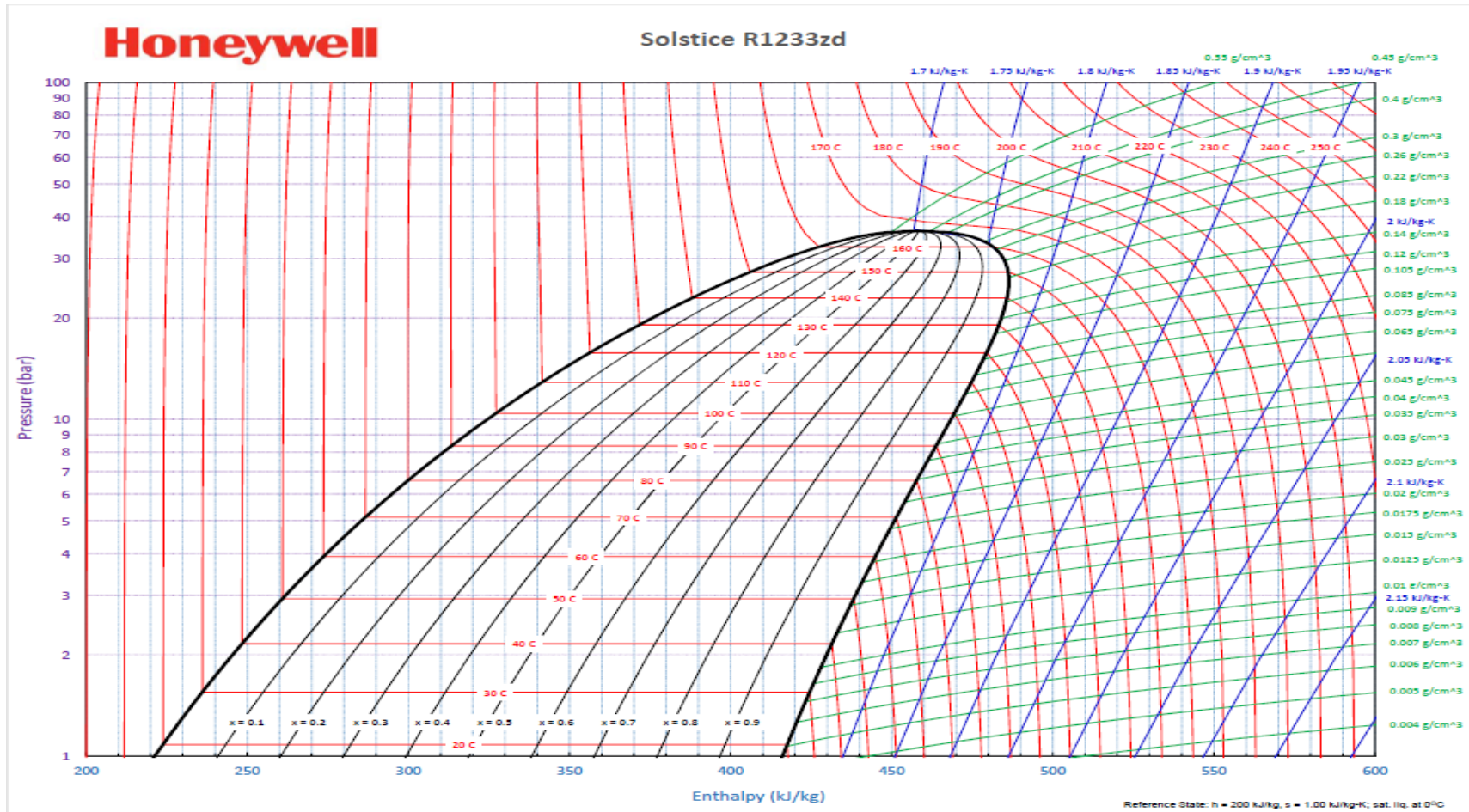


Ilustración 11. Diagrama p-h del fluido R-1233zd(E). Fuente: Honeywell.

## 17. Anexo IV. Comparativa entre ciclo ORC básico y ORC regenerativo

### Ciclo ORC básico

$c_{p,JCW} = 4,194$ [kJ/kg-C]	$c_{p,SW} = 4,183$ [kJ/kg-C]	$\Delta T = 5$ [C]
$\Delta T_{JCW} = 10$ [C]	$\Delta T_{PP,condensador} = 5$ [C]	$\Delta T_{PP,evaporador} = 5$ [C]
$\Delta T_{subenfriamiento} = 3$ [C]	$\Delta T_{SW} = 3,273$ [C]	$\eta_{bomba,s} = 0,8$ [-]
$\eta_{ciclo,ORC} = 0,0617$ [-]	$\eta_{turbina,s} = 0,7$ [-]	fluido\$ = 'R1233zd(E)'
$\dot{m}_{JCW} = 7,153$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 1,366$ [kg/s]	$\dot{m}_{SW} = 20,56$ [kg/s]
$P_{condensador} = 1,955$ [bar]	$P_{evaporador} = 5,378$ [bar]	$P_{JCW} = 2$ [bar]
$P_{SW} = 1$ [bar]	$\dot{Q}_{JCW} = 300$ [kW]	$\dot{Q}_{PP,condensador} = 258$ [kW]
$\dot{Q}_{PP,evaporador} = 234$ [kW]	$T_{JCW,in} = 85$ [C]	$T_{JCW,out} = 75$ [C]
$T_{JCW,PP} = 77,2$ [C]	$T_{SW,in} = 29$ [C]	$T_{SW,out} = 32,27$ [C]
$T_{SW,PP} = 32$ [C]	$\dot{W}_{bomba} = 0,4708$ [kW]	$\dot{W}_{ORC} = 18,51$ [kW]
$\dot{W}_{turbina} = 18,98$ [kW]		

Ilustración 12. Resultados del ciclo ORC básico obtenidos para una potencia de 300 kW. Elaboración propia.

### Ciclo ORC regenerativo

$c_{p,JCW} = 4,194$ [kJ/kg-C]	$c_{p,SW} = 4,183$ [kJ/kg-C]	$\Delta T = 5$ [C]
$\Delta T_{JCW} = 10$ [C]	$\Delta T_{PP,condensador} = 5$ [C]	$\Delta T_{PP,evaporador} = 4,764$ [C]
$\Delta T_{subenfriamiento} = 3$ [C]	$\Delta T_{SW} = 26,51$ [C]	$\epsilon_{regenerador} = 0,8$ [-]
$\eta_{bomba,s} = 0,8$ [-]	$\eta_{ciclo,ORC} = 0,08956$ [-]	$\eta_{turbina,s} = 0,7$ [-]
fluido\$ = 'R1233zd(E)'	$\dot{m}_{JCW} = 7,153$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 1,449$ [kg/s]
$\dot{m}_{SW} = 2,463$ [kg/s]	$P_{evaporador} = 5,378$ [bar]	$P_{JCW} = 2$ [bar]
$P_{SW} = 1$ [bar]	$\dot{Q}_{JCW} = 300$ [kW]	$\dot{Q}_{PP,condensador} = 273,1$ [kW]
$\dot{Q}_{PP,evaporador} = 248,3$ [kW]	$T_{JCW,in} = 85$ [C]	$T_{JCW,out} = 75$ [C]
$T_{JCW,PP} = 76,72$ [C]	$T_{SW,in} = 18$ [C]	$T_{SW,out} = 44,51$ [C]
$T_{SW,PP} = 44,51$ [C]	$\dot{W}_{bomba} = 0,596$ [kW]	$\dot{W}_{ORC} = 26,87$ [kW]
$\dot{W}_{turbina} = 27,46$ [kW]		

Ilustración 13. Resultados del ciclo ORC regenerativo obtenidos para una potencia de 300 kW. Elaboración propia.

## 18. Anexo V. Dimensionamiento de evaporador y condensador para 600, 900 y 1.200 kW

Los parámetros de diseño que se emplean para el diseño de evaporadores y condensadores para todas las potencias a estudiar, van a ser los mismos que los parámetros empleados en el apartado 8.2. Dimensionamiento de intercambiadores de calor.

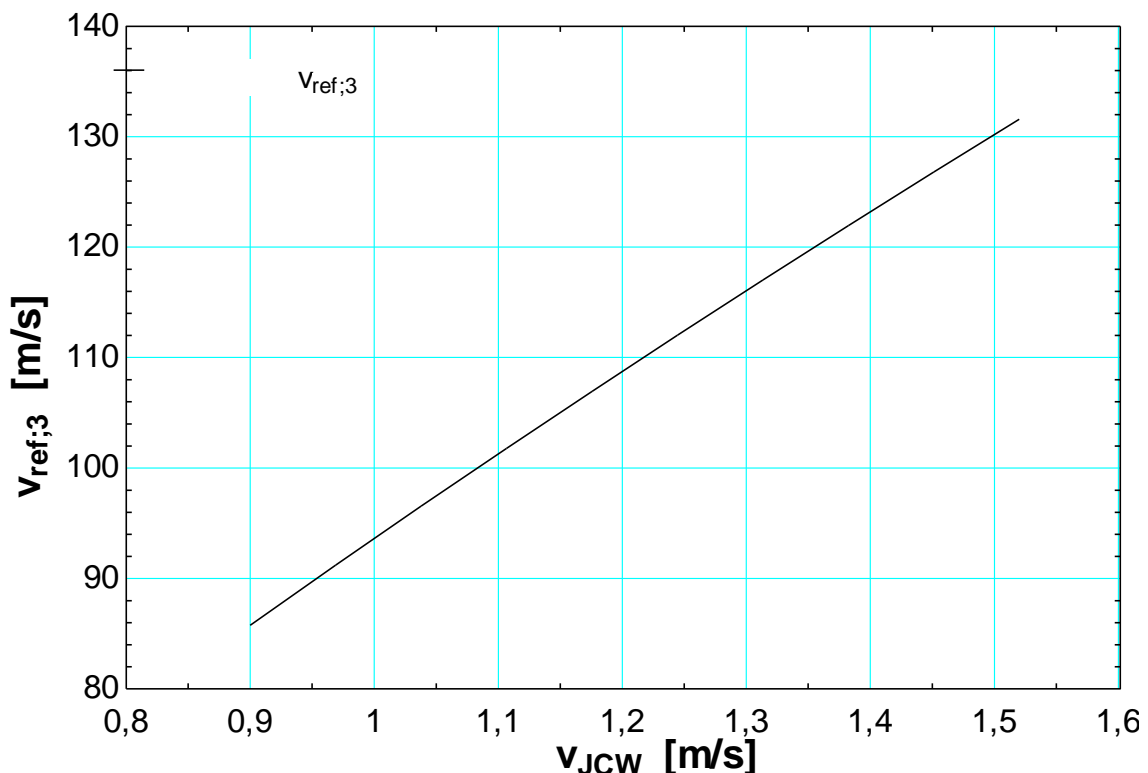
### 18.1. Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 600 kW

#### ➤ Dimensionamiento del evaporador

Al igual que en el caso de 300 kW, se van a realizar iteraciones para los casos de un paso y dos pasos por coraza.

En la primera iteración se ha preestablecido un número fijo de tubos de 200 y variando la velocidad del agua de camisas a través de los tubos entre los valores de 0,9 y 1,52 m/s, se obtienen las siguientes gráficas.

- 1 pasada:



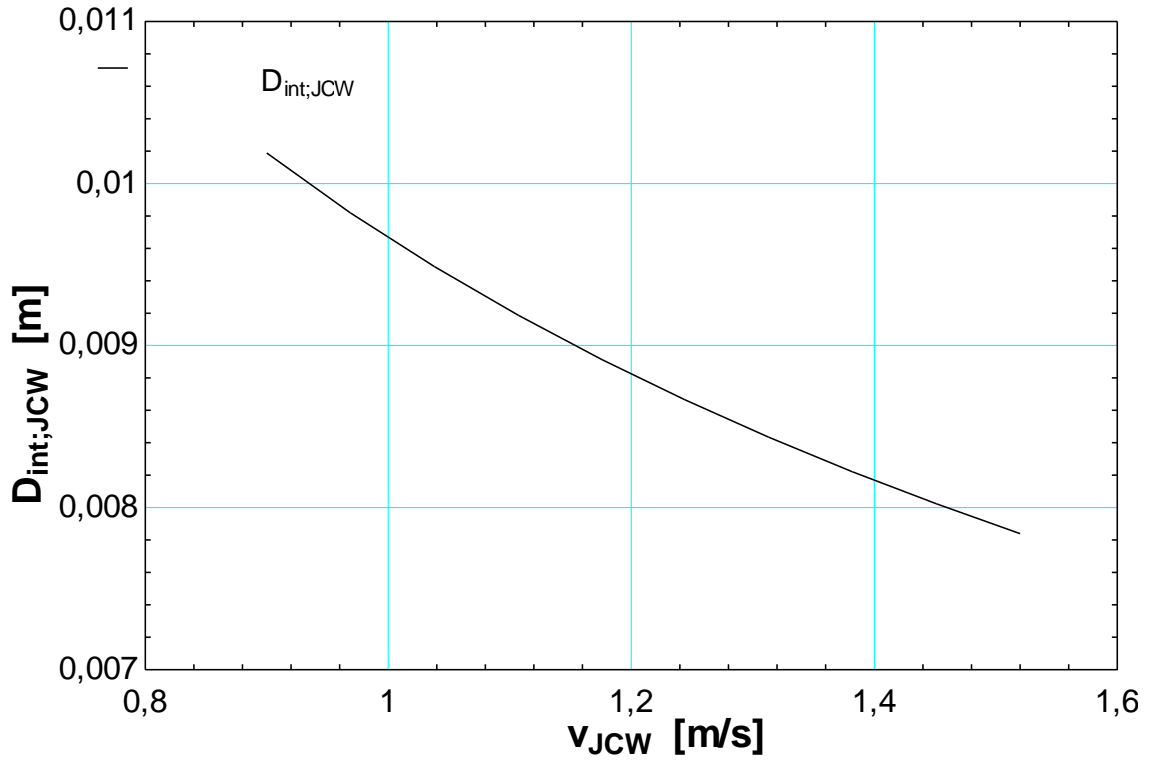
Gráfica 15. Variación de la velocidad del fluido de trabajo (gas) con la velocidad del agua de camisas. 600 kW

Se puede apreciar como al igual que para 300 kW, la velocidad del fluido de trabajo en estado gas es bastante superior a las velocidades óptimas de diseño impuestas, e

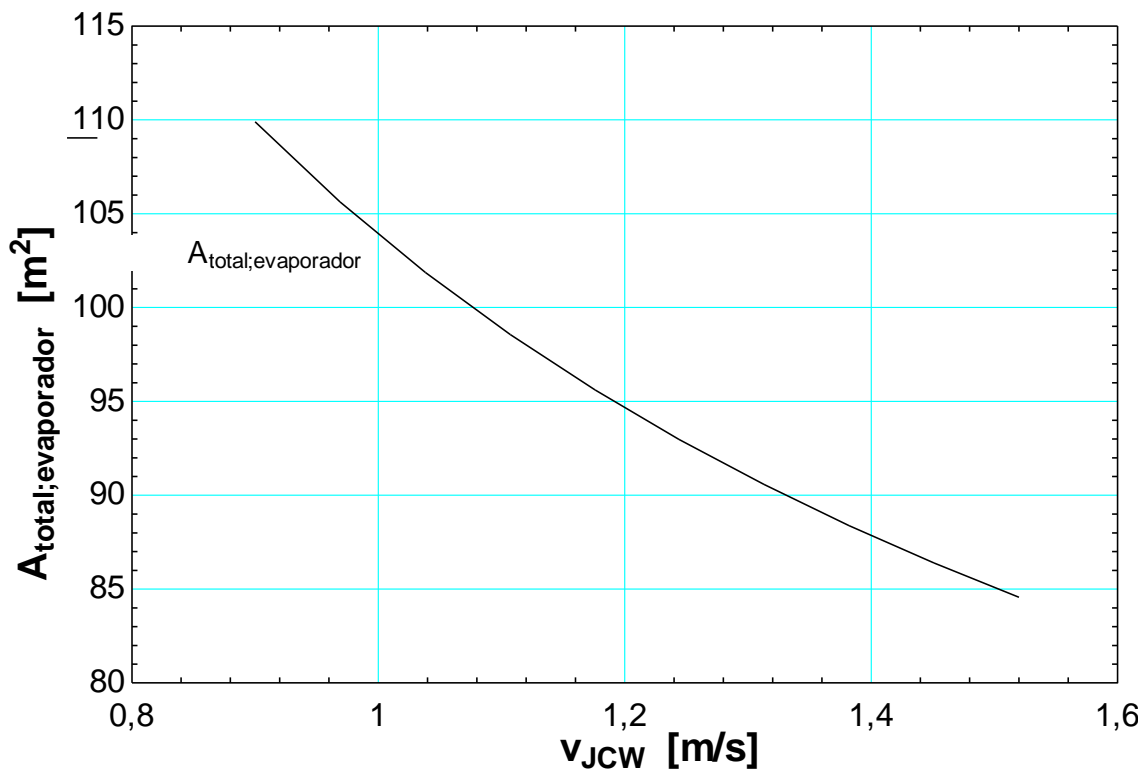


incluso ha aumentado con el incremento de potencia calorífica, por lo que la opción de una única pasada queda descartada para potencias superiores.

- 2 pasadas:



Gráfica 16. Variación del diámetro interior de los tubos con la velocidad del agua de camisas. 600 kW

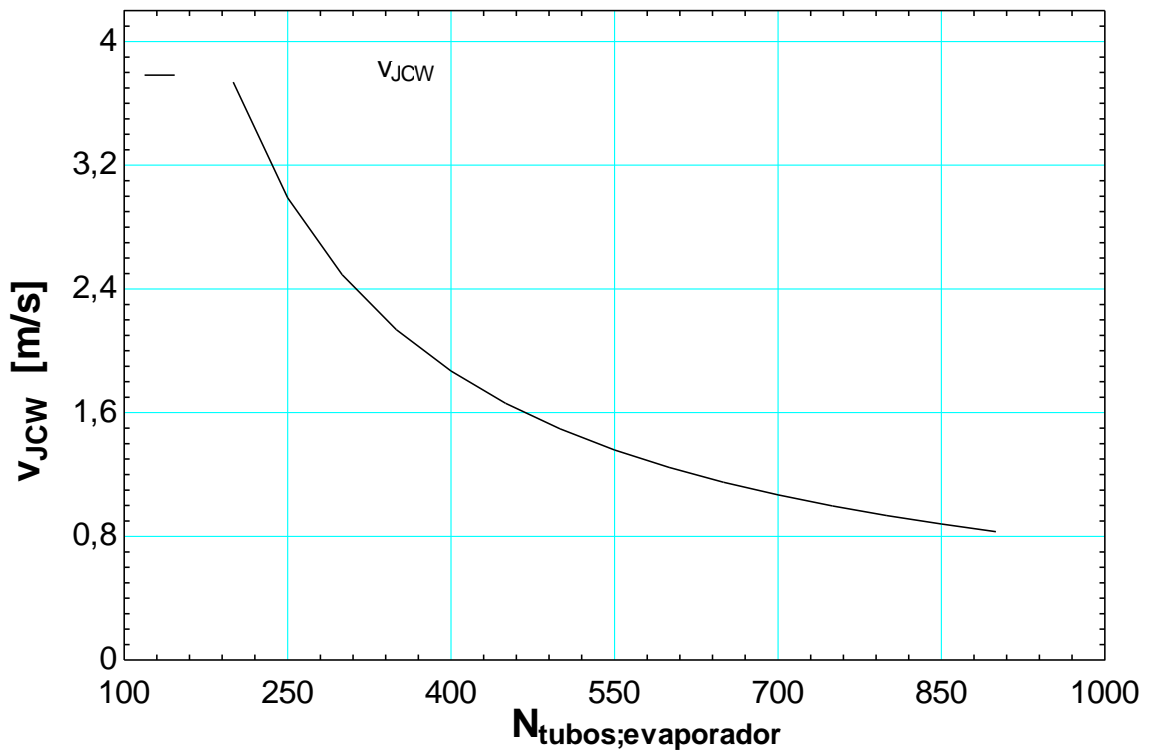


Gráfica 17. Variación del área total del evaporador con la velocidad del agua de camisas. 600 kW

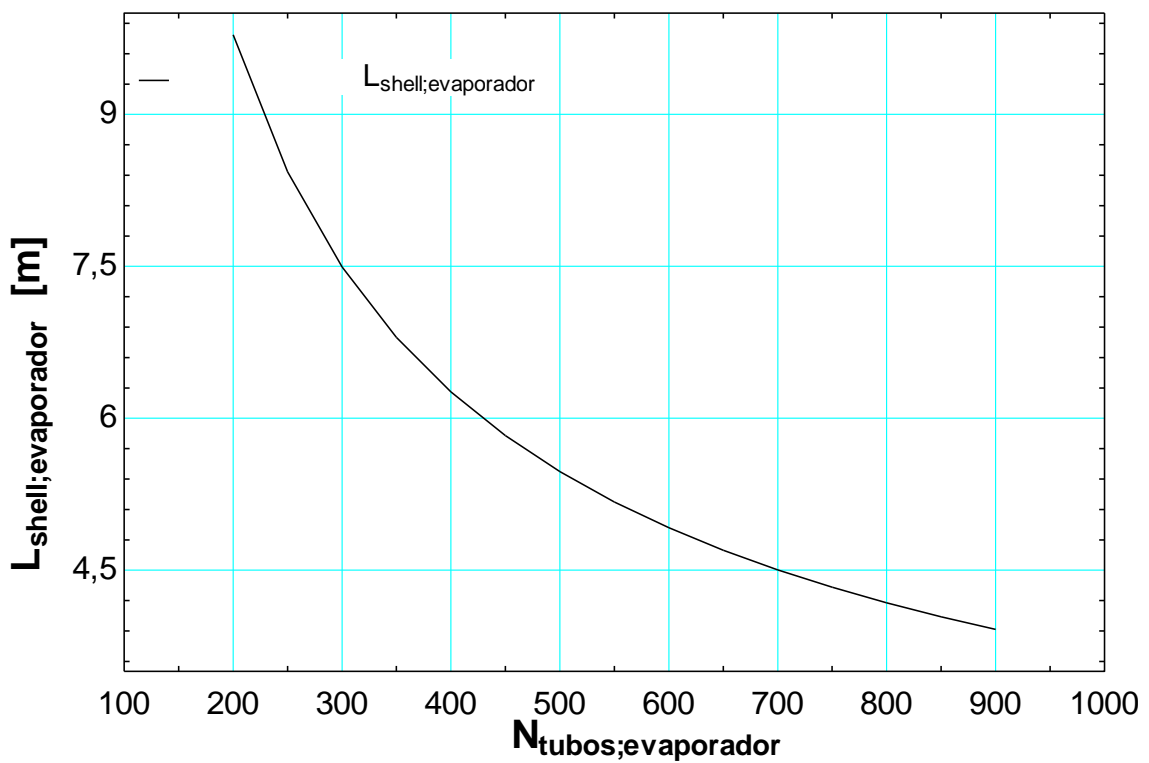
Ambas gráficas siguen la misma tendencia que en el caso de 300 kW.

- El diámetro interior disminuye a medida que aumenta la velocidad del agua de las camisas del motor a través de los tubos. El diámetro mínimo que se obtiene para la máxima velocidad recomendada, es mayor que el diámetro mínimo que hay en catálogo.
- La superficie total del intercambiador de calor, disminuye con el aumento de la velocidad del agua a través de los tubos.

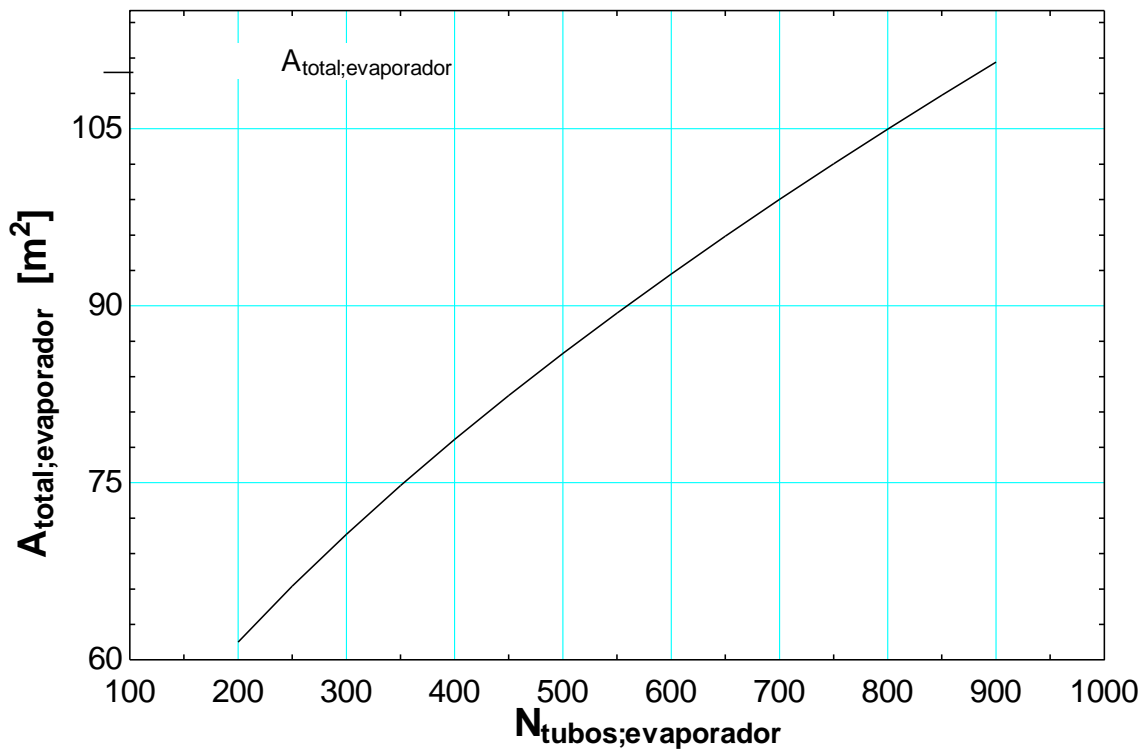
Con todo esto, se procede a realizar la segunda iteración, en la que se va a fijar el diámetro de tubos mínimo del catálogo (5 mm) y se va a variar el número de tubos para observar como varían la velocidad del agua de camisas a través de los tubos, la longitud total del evaporador, así como el área total del evaporador.



Gráfica 18. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 600 kW



Gráfica 19. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 600 kW



Gráfica 20. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 600 kW

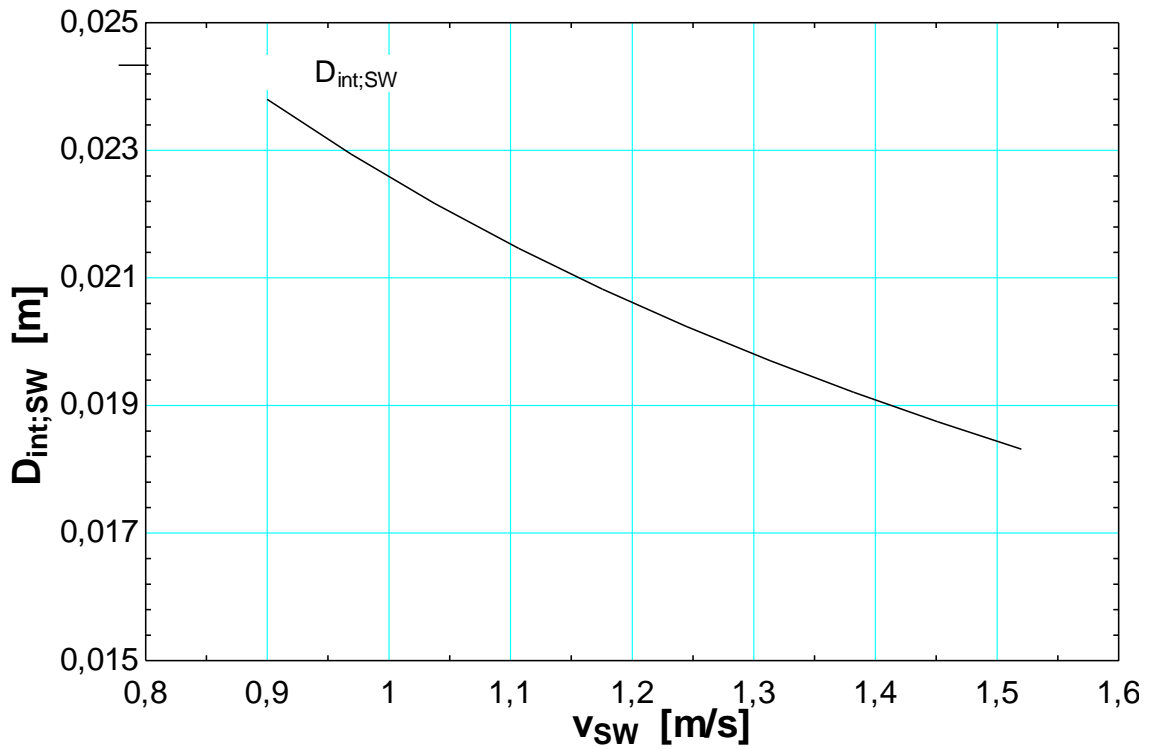
En la gráfica 18, se aprecia como la velocidad del agua de camisas disminuye exponencialmente con el aumento del número de tubos. El número de tubos a elegir queda reducido al rango entre 500 y 800, ya que fuera de ese rango la velocidad del agua de camisas queda fuera del rango óptimo de velocidad del fluido en estado líquido.

Por su parte, en la gráfica 19, se observa como la longitud total del evaporador disminuye de forma exponencial con el aumento del número de tubos.

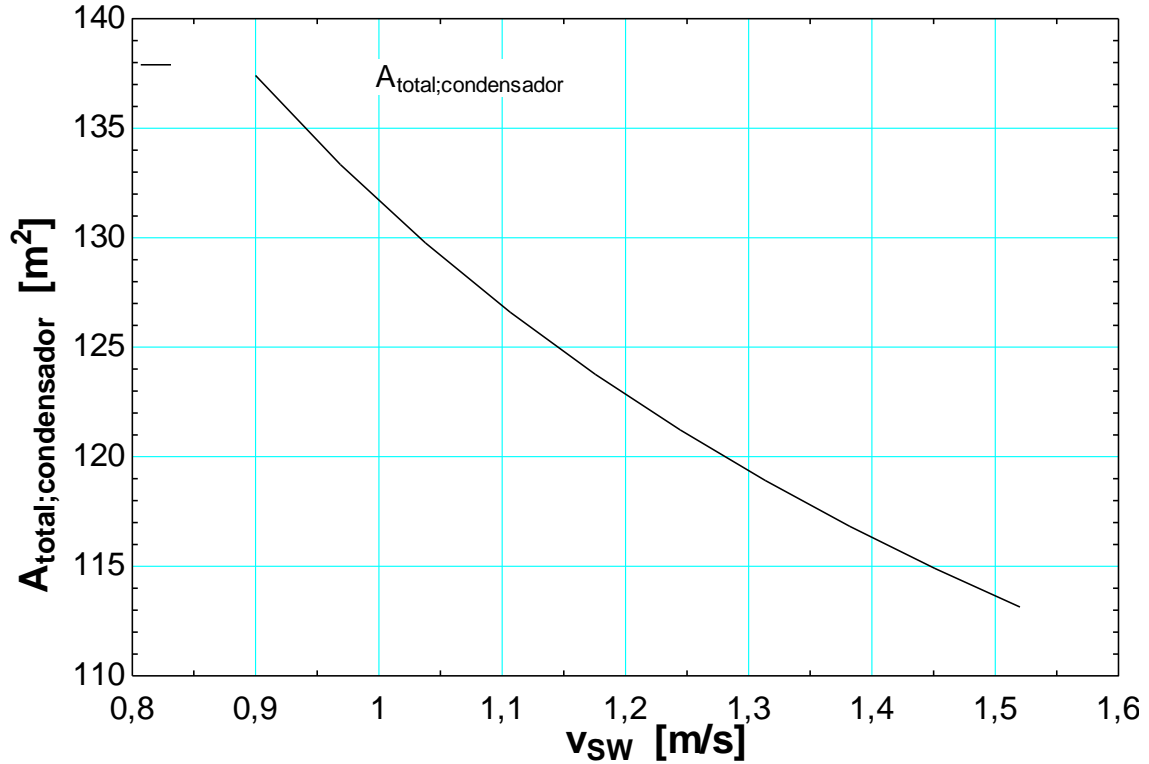
Por último, la superficie total del condensador, disminuye con el número de tubos como se puede observar en la gráfica 20.

Con todo esto, se ha de tomar una determinación entre 500 tubos con una longitud de evaporador de 5,25 m y un área total de 85,52 m<sup>2</sup> o 800 tubos con una longitud total de 4 m y un área total de 100,1 m<sup>2</sup>. Puesto que el factor que tiene influencia sobre el coste del evaporador es el área del mismo y la longitud de 5,25 m no es desproporcionada para el intercambiador, se adopta por la decisión de 500 tubos de 5 mm de diámetro.

- Dimensionamiento del condensador
  - 2 Pasadas:



Gráfica 21. Variación del diámetro interior de los tubos del condensador en función de la velocidad del agua de mar. Configuración 600 kW

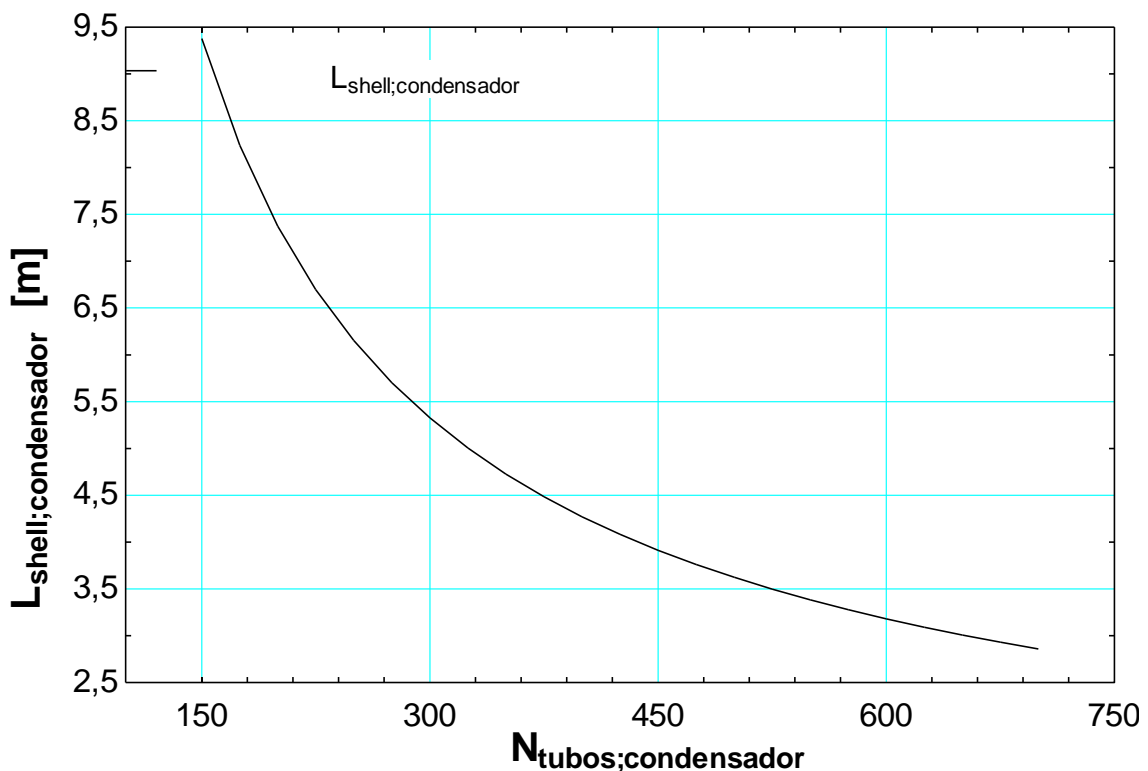


Gráfica 22. Variación del área total del condensador en función de la velocidad del agua de mar. 600 kW

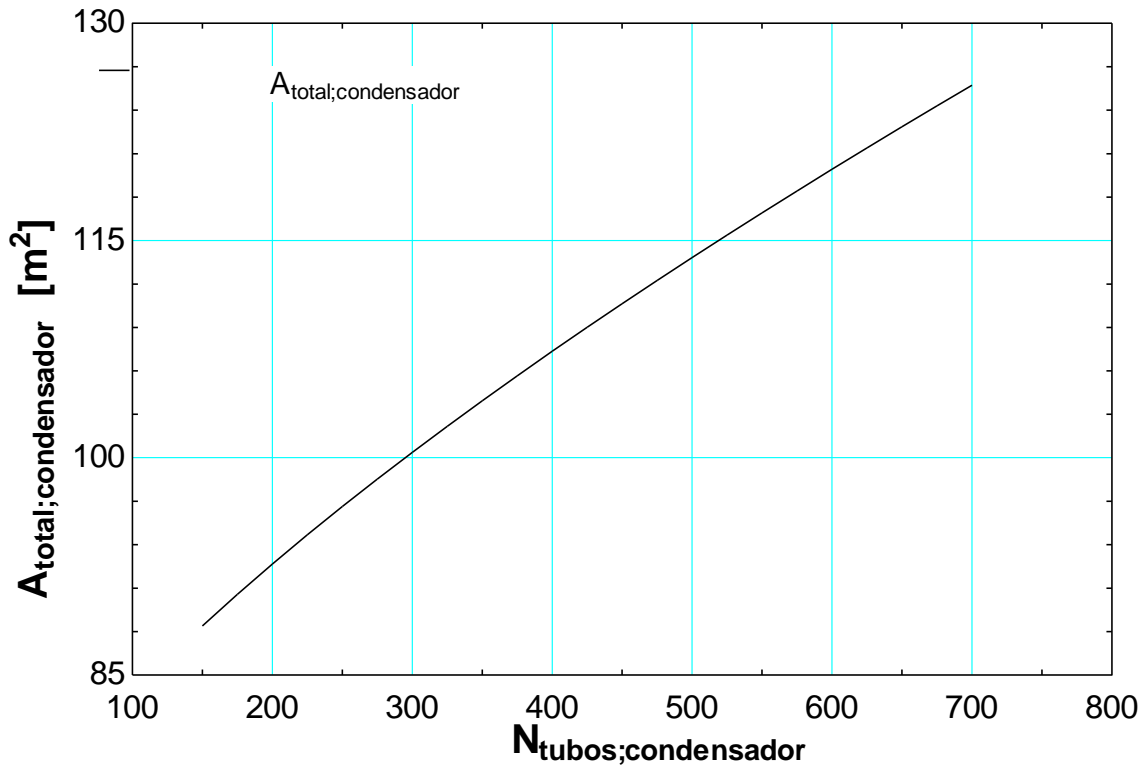
Con la obtención de estas gráficas, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- El diámetro interior disminuye a medida que aumenta la velocidad del agua de mar a través de los tubos. El diámetro mínimo que se obtiene para la máxima velocidad recomendada, es mayor que el diámetro mínimo que hay en catálogo.
- La superficie total del intercambiador de calor, disminuye con el aumento de la velocidad del agua a través de los tubos.

Con todo esto, se procede a realizar la segunda iteración, en la que se va a fijar un diámetro de tubos de 10 mm y se va a variar el número de tubos para observar como varían la velocidad del agua de mar a través de los tubos, la longitud total del condensador, así como el área total del condensador.



Gráfica 23. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 600 kW

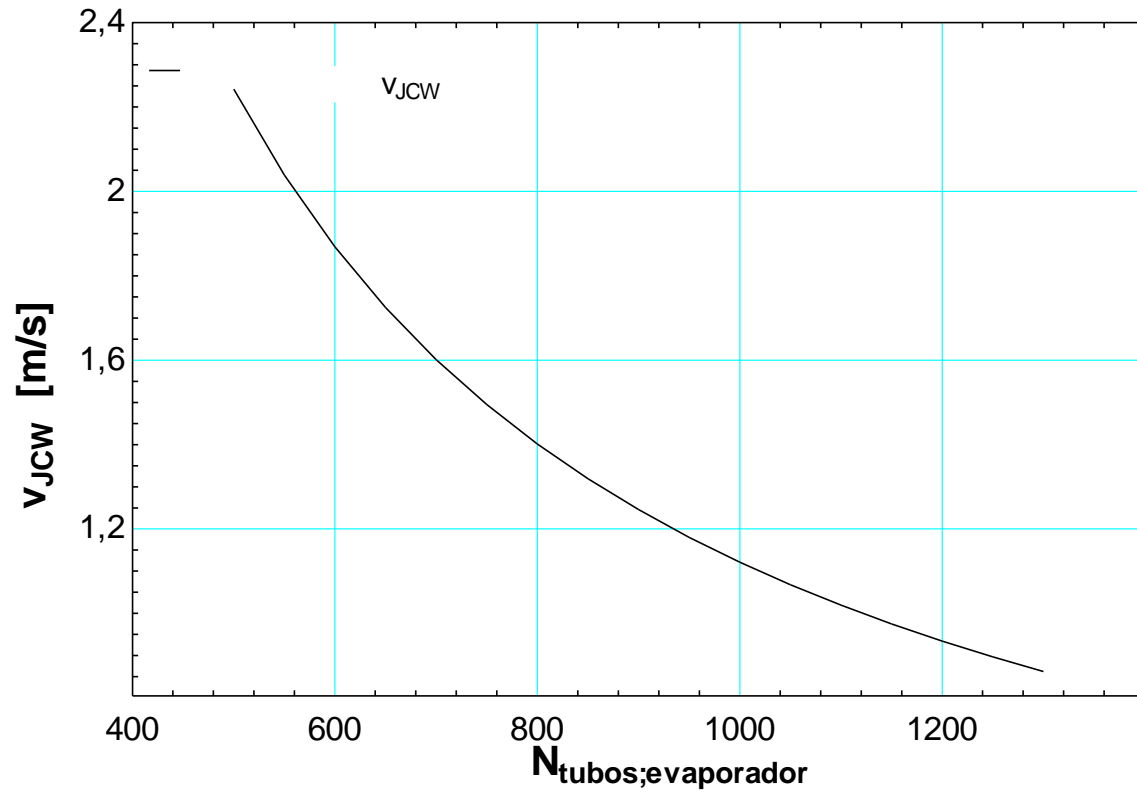


Gráfica 24. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 600 kW

## 18.2. Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 900 kW

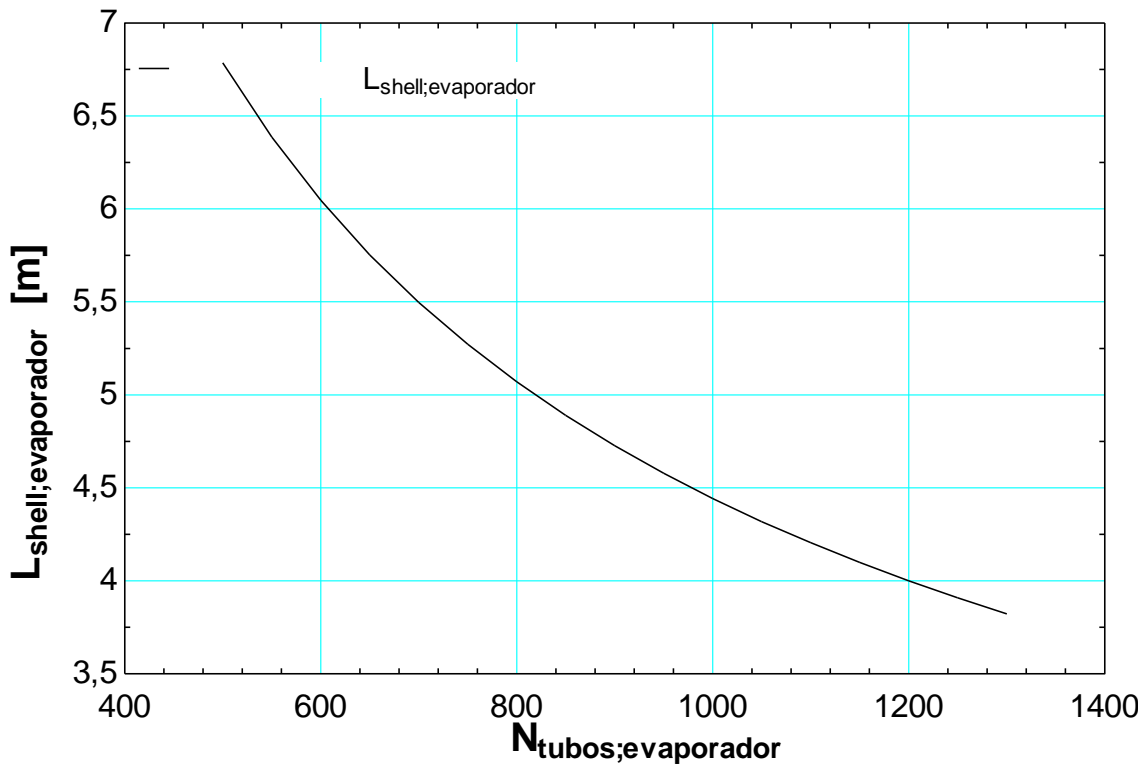
### ➤ Dimensionamiento del evaporador

- 2 pasadas:

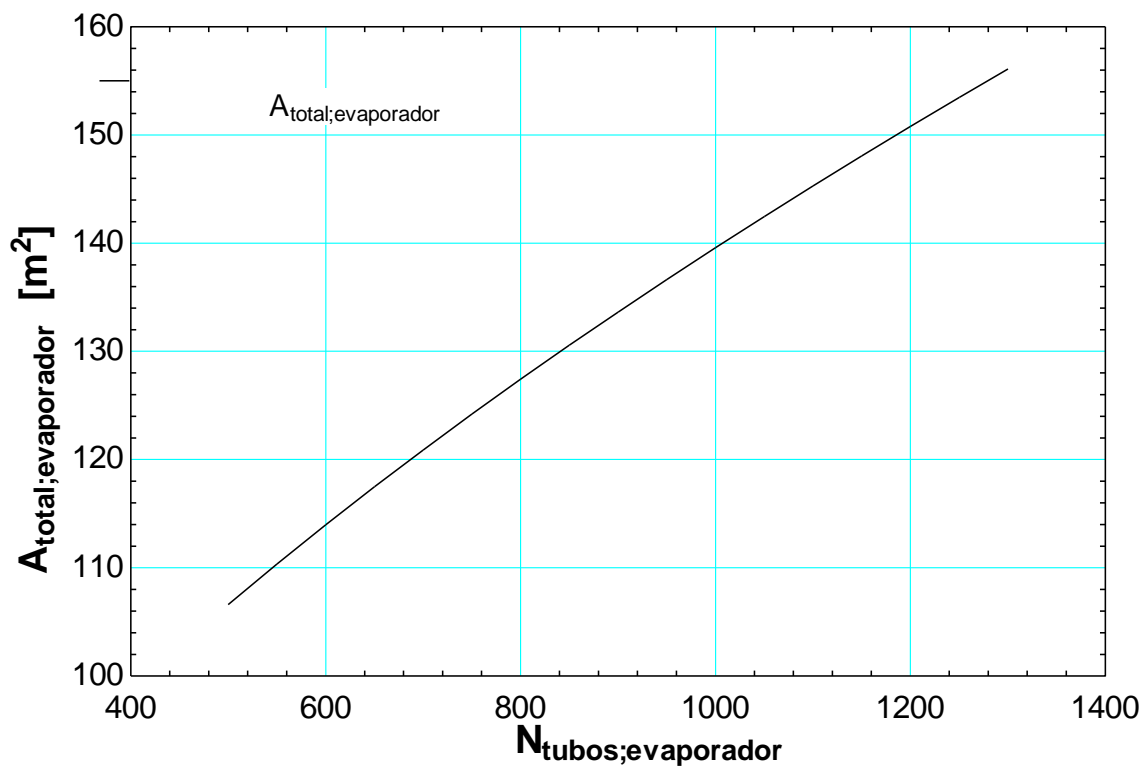


Gráfica 25. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 900 kW





Gráfica 26. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 900 kW



Gráfica 27. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 900 kW

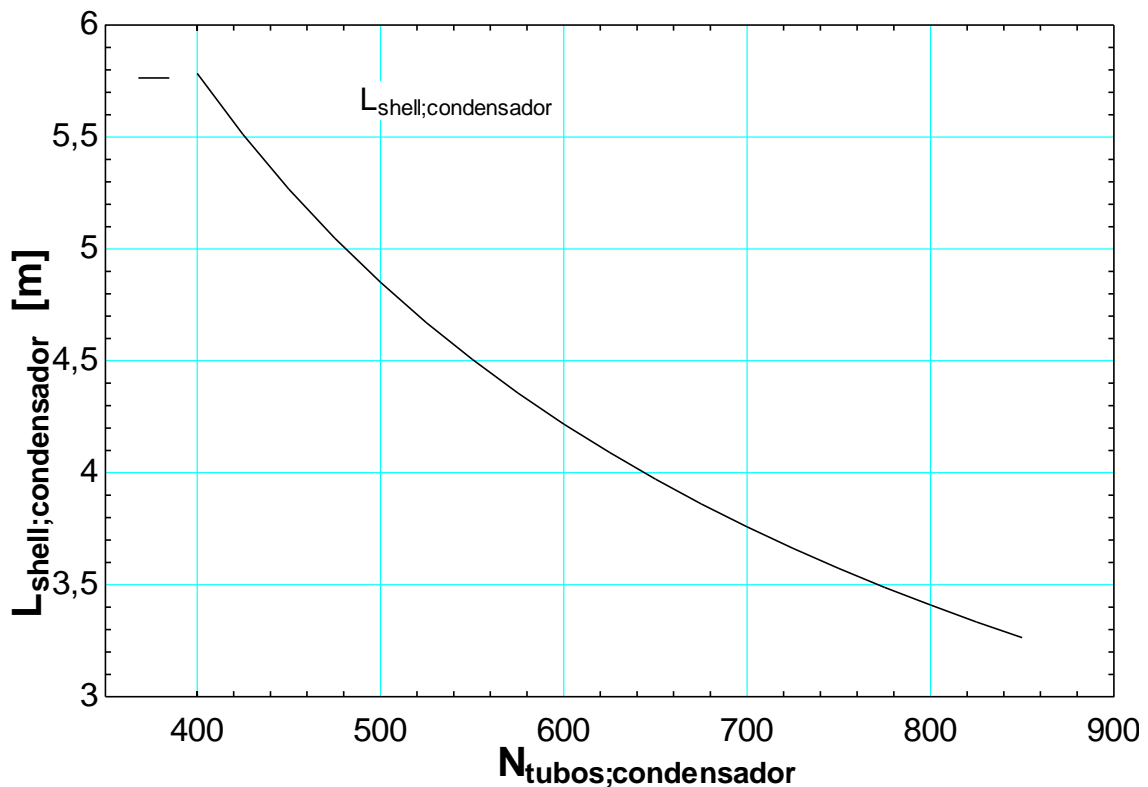
En la gráfica 25, se aprecia como la velocidad del agua de camisas disminuye exponencialmente con el aumento del número de tubos. El número de tubos a elegir

queda reducido al rango entre 750 y 1250, ya que fuera de ese rango la velocidad del agua de camisas queda fuera del rango óptimo de velocidad del fluido en estado líquido.

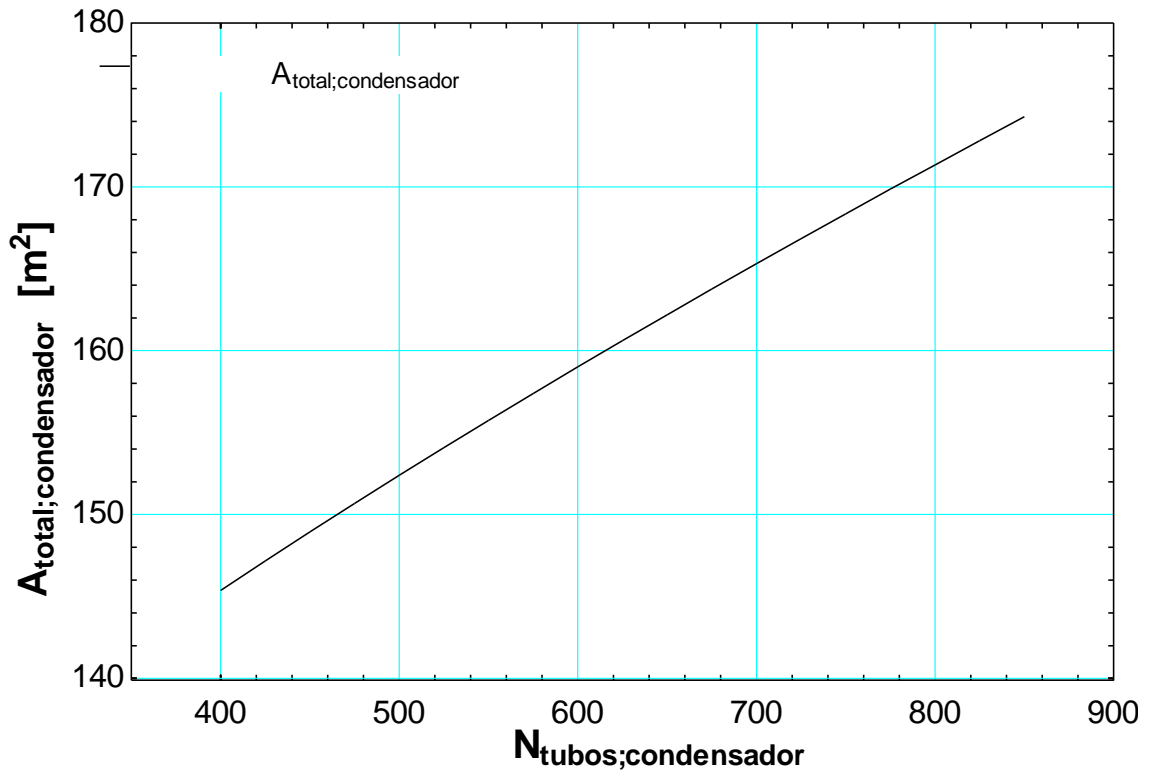
Se ha de tomar una determinación entre 750 tubos con una longitud de evaporador de 5,27 m y un área total de 124,2 m<sup>2</sup> o 1250 tubos con una longitud total de 3,9 m y un área total de 153,3 m<sup>2</sup>. Puesto que el factor que tiene influencia sobre el coste del evaporador es el área del mismo, se opta por el intercambiador de 5,27 m de longitud con 750 tubos de 5 mm de diámetro.

➤ Dimensionamiento del condensador

- 2 Pasadas:



Gráfica 28. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 900 kW

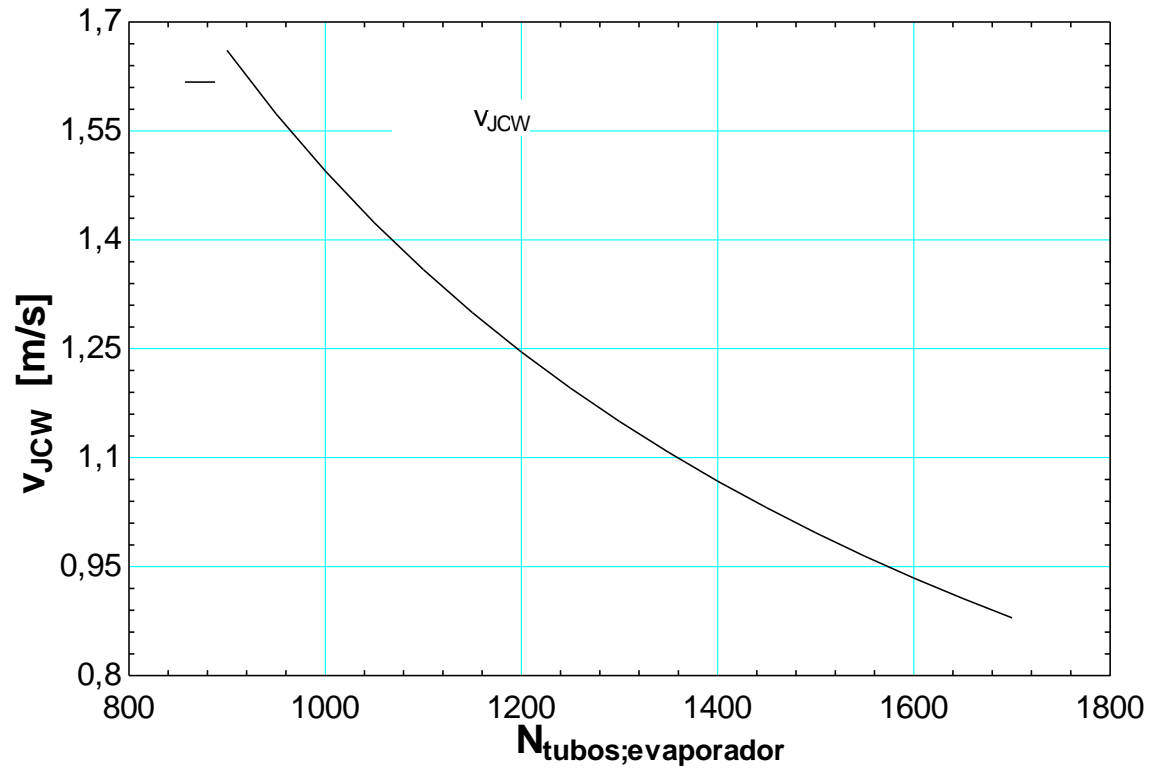


Gráfica 29. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 900 kW

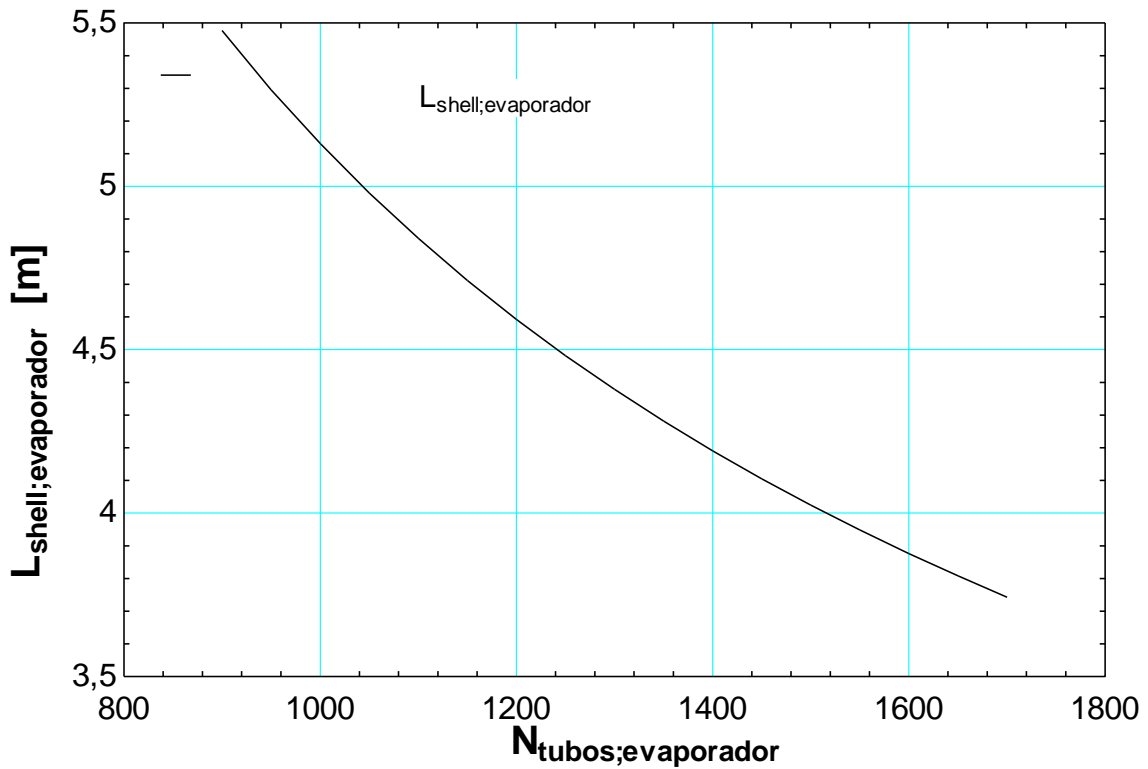
### 18.3. Dimensionamiento de intercambiadores de calor para 1.200 kW

➤ Dimensionamiento del evaporador

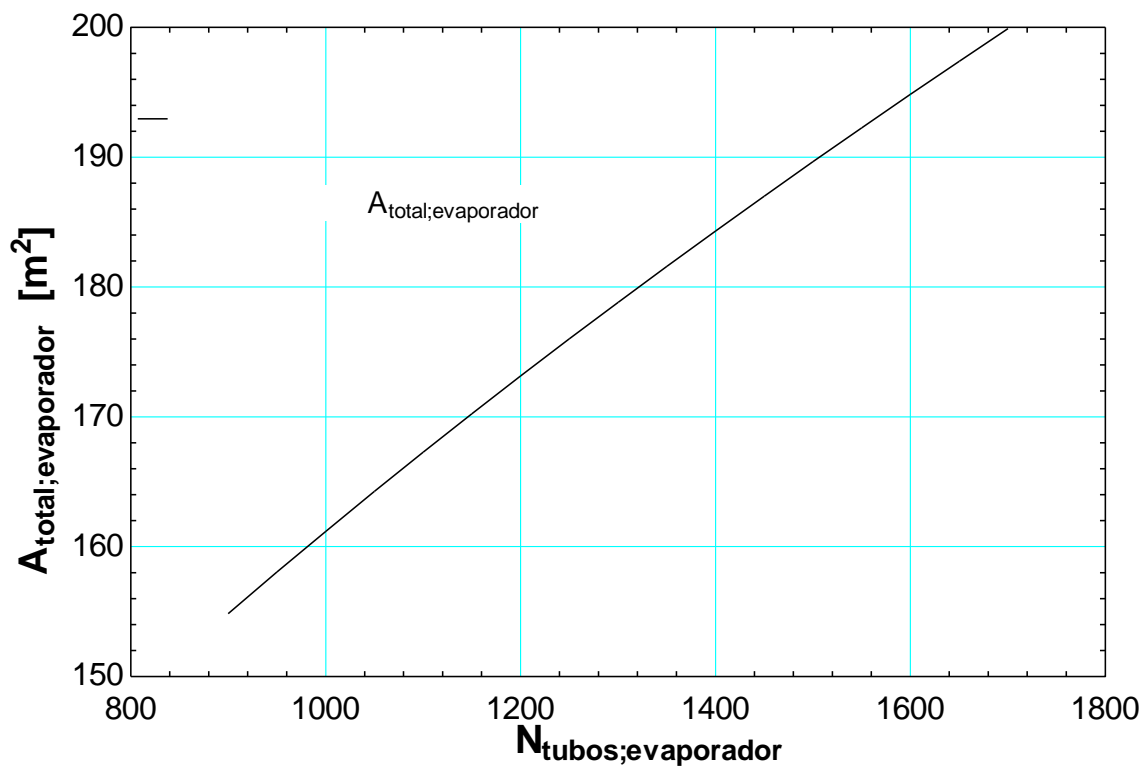
- 2 pasadas:



Gráfica 30. Variación de la velocidad del agua de camisas en función del número de tubos. 1.200 kW.



Gráfica 31. Variación de la longitud del evaporador respecto en función del número de tubos. 1.200 kW



Gráfica 32. Variación del área total del evaporador en función del número de tubos. 1.200 kW

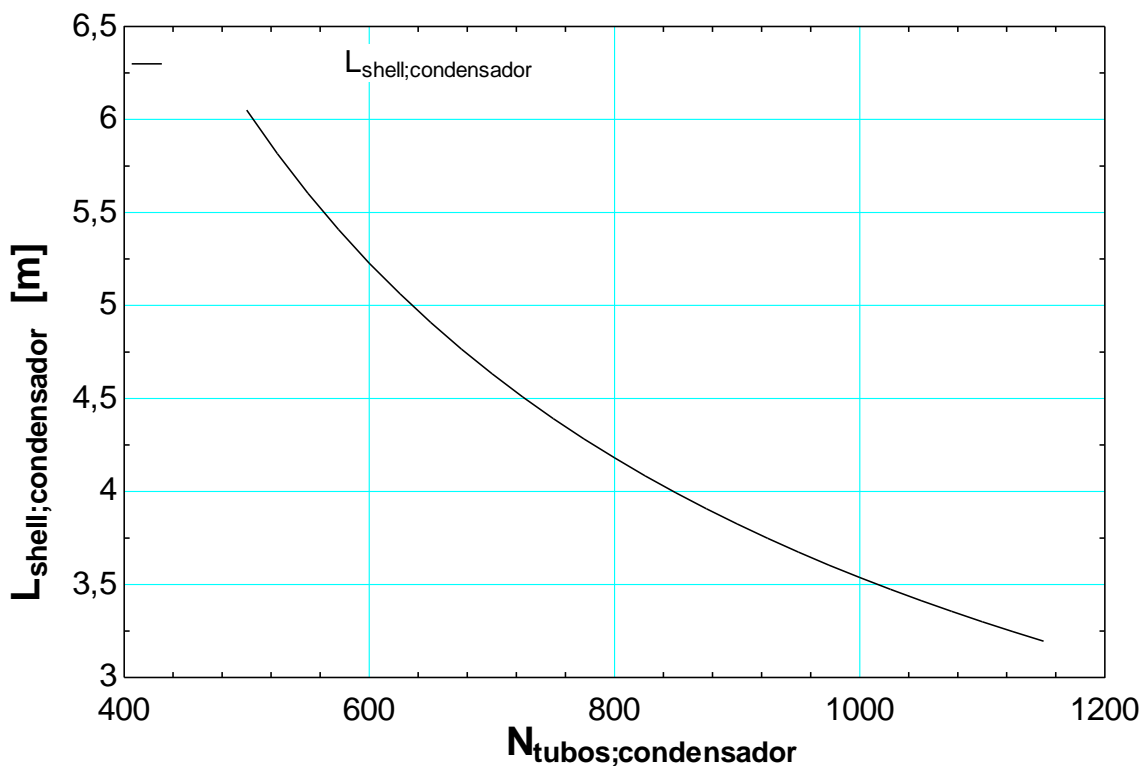
En la gráfica 30, se aprecia como la velocidad del agua de camisas disminuye exponencialmente con el aumento del número de tubos. El número de tubos a elegir

queda reducido al rango entre 1000 y 1650, ya que fuera de ese rango la velocidad del agua de camisas queda fuera del rango óptimo de velocidad del fluido en estado líquido.

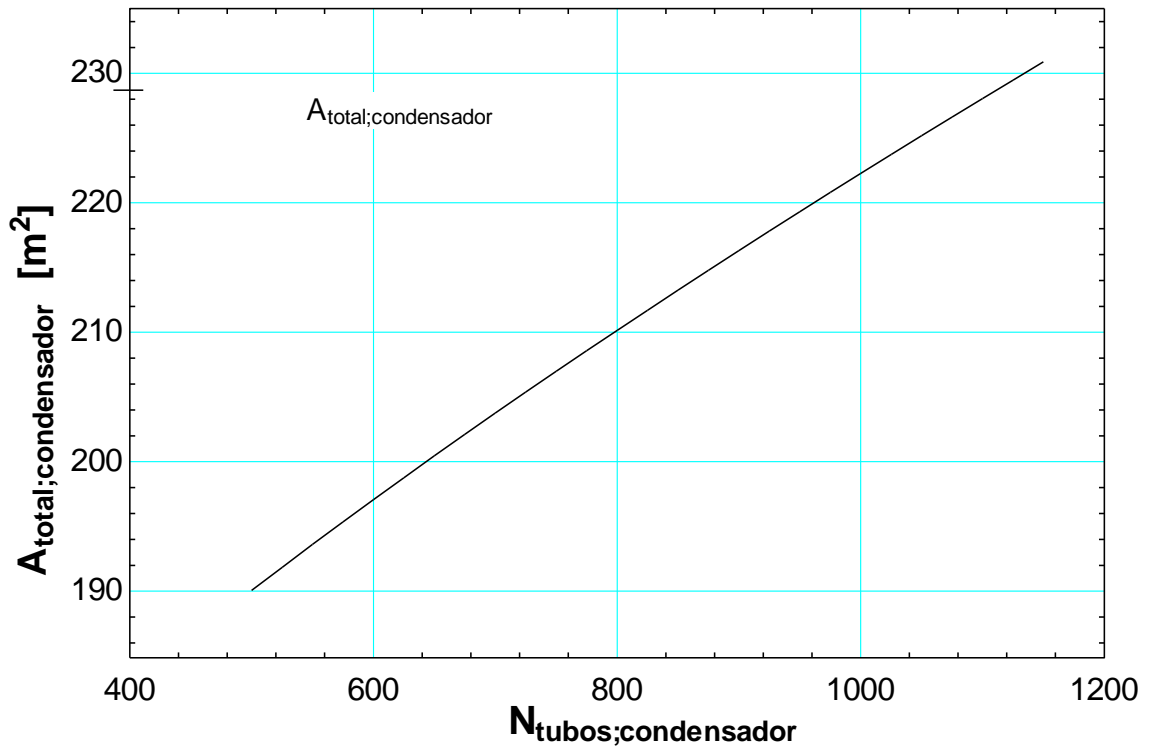
Se ha de tomar una determinación entre 1000 tubos con una longitud de evaporador de 5,13 m y un área total de 161,2 m<sup>2</sup> o 1650 tubos con una longitud total de 3,8 m y un área total de 197,4 m<sup>2</sup>. Puesto que el factor que tiene influencia sobre el coste del evaporador es el área del mismo, se opta por el intercambiador de 5,13 m de longitud con 1000 tubos de 5 mm de diámetro.

➤ Dimensionamiento del condensador

- 2 Pasadas:



Gráfica 33. Variación de la longitud total del condensador en función del número de tubos. 1.200 kW



Gráfica 34. Variación del área total del condensador en función del número de tubos. 1.200 kW

## 19. Anexo VI. Cálculo de los indicadores de rentabilidad para las configuraciones de 600, 900 y 1.200 kW

- 5 Años

- 600 kW:

- Payback:

$$0 = \sum_{t=1}^{\text{payback}} \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 455.263,96 \text{ €} \quad (72)$$

Con la inversión a realizar (455.263,96 €), los flujos de caja anuales (114.645 €) y un coste de capital de 2%, el periodo necesario para la recuperación de la inversión, es de 4,3 años.

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^5 \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 455.263,96 \text{ €} = 63.926,70 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 5 años, la inversión estaría totalmente cubierta como ya se había previsto con el Payback, habiendo unos beneficios de 63.926,70 € que se traducen en combustible ahorrado para producir la energía eléctrica generada por el ciclo.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^5 \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 455.263,96 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 600 kW, en un plazo de 5 años, es de 8,21%.

- 900 kW:

- Payback:

$$0 = \sum_{t=1}^{\text{payback}} \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 552.191 \text{ €} \quad (72)$$

Con la inversión a realizar (552.191,00 €), los flujos de caja anuales (179.696 €) y un coste de capital de 2%, el periodo necesario para la recuperación de la inversión, es de 3,27 años.



- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^5 \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 552.191 \text{ €} = 261.591,34 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 5 años, la inversión estaría totalmente cubierta como ya se había previsto con el Payback, habiendo unos beneficios de 261.591,34 € que se traducen en combustible ahorrado para producir la energía eléctrica generada por el ciclo.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^5 \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 552.191 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 900 kW, en un plazo de 5 años, es de 18,78%.

➤ 1.200 kW:

- Payback:

$$0 = \sum_{t=1}^{\text{payback}} \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 647.649,80 \text{ €} \quad (72)$$

Con la inversión a realizar (647.649,80 €), los flujos de caja anuales (217.698 €) y un coste de capital de 2%, el periodo necesario para la recuperación de la inversión, es de 3,16 años.

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^5 \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 647.649,80 \text{ €} = 338.233,11 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 5 años, la inversión estaría totalmente cubierta como ya se había previsto con el Payback, habiendo unos beneficios de 338.233,1 € que se traducen en combustible ahorrado para producir la energía eléctrica generada por el ciclo.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^5 \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 647.649,80 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 1.200 kW, en un plazo de 5 años, es de 20,24%.

- 10 Años

- 600 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{10} \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 455.263,96 \text{ €} = 485.229,22 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 10 años, el beneficio generado con la configuración de 600 kW asciende hasta los 485.229,22 €

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{10} \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 455.263,96 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 600 kW, en un plazo de 10 años, es de 21,63%.

- 900 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{10} \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 552.191 \text{ €} = 921.944,48 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 10 años, el beneficio generado con la configuración de 900 kW asciende hasta los 921.944,48€.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{15} \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 552.191 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 900 kW, en un plazo de 10 años, es de 30,22%.

- 1.200 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{10} \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 647.649,80 \text{ €} = 1.138.239,42 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 10 años, el beneficio generado con la configuración de 1.200 kW asciende hasta 1.138.239,42 €.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{10} \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 647.649,80 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 1.200 kW, en un plazo de 10 años, es de 31,43%.

• 15 Años

➤ 600 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{15} \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 455.263,96 \text{ €} = 822.486,18 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 15 años, el beneficio generado con la configuración de 600 kW asciende hasta los 822.486,18 €.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{15} \frac{114.645 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 455.263,96 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 600 kW, en un plazo de 15 años, es de 24,21%.

➤ 900 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{15} \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 552.191 \text{ €} = 1.450.563,88 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 15 años, el beneficio generado con la configuración de 900 kW asciende hasta los 1.450.563,88 €.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{15} \frac{179.696 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 552.191 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 900 kW, en un plazo de 15 años, es de 32,04%.

➤ 1.200 kW:

- VAN:

$$VAN = \sum_{t=1}^{15} \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + 0,02)^t} - 647.649,80 \text{ €} = 1.778.652,60 \text{ €} \quad (73)$$

Una vez transcurridos 15 años, el beneficio generado con la configuración de 1.200 kW asciende hasta los 1.778.652,60 €.

- TIR:

$$0 = \sum_{t=1}^{15} \frac{217.698 \text{ €}}{(1 + TIR)^t} - 647.649,80 \text{ €} \quad (74)$$

El valor del TIR que se obtiene para la configuración de 1.200 kW, en un plazo de 15 años, es de 33,16%.

## 20. Anexo VII. Código EES empleado para diseño del ciclo ORC básico y dimensionamiento de evaporador y condensador

{Ciclo ORC básico}

"Datos"

P\_evaporador=5,378 [bar]  
P\_condensador=P[1]  
eta\_expansor\_s=0,7 [-]  
eta\_bomba\_s=0,8 [-]  
DELTAT\_subenfriamiento=3  
fluido\$='R1233zd(E)'  
DELTAT=5  
DELTAT\_PP\_condensador=5

"Variables evaporador"

{v\_JCW=1,52}

D\_int\_JCW=0,005  
N\_tubos\_evaporador=250  
i=2{Numero de pasadas}

"Variables condensador"

{v\_SW=1,2}

D\_int\_SW=0,013  
N\_tubos\_condensador=150  
j=2{Numero de pasadas}

"Agua del mar"

P\_SW=1 [bar]  
T\_SW\_in=29  
T\_SW\_out=T\_SW\_in+DELTAT\_SW  
c\_p\_SW=Cp(Water;T=(T\_SW\_in+T\_SW\_out)/2;P=P\_SW)

"Agua de las camisas del motor"

P\_JCW=2 [bar]  
DELTAT\_JCW=10  
Q\_dot\_JCW=300 [kW]  
T\_JCW\_in=85  
T\_JCW\_out=T\_JCW\_in-DELTAT\_JCW  
c\_p\_JCW=Cp(Water;T=(T\_JCW\_in+T\_JCW\_out)/2;P=P\_JCW)  
Q\_dot\_JCW=m\_dot\_JCW\*c\_p\_JCW\*DELTAT\_JCW

"Punto 1: liquido saturado en condensador"

x[1]=0  
T[1]=T\_SW\_in+DELTAT\_subenfriamiento+DELTAT  
P[1]=P\_sat(fluido\$;T=T[1])  
h[1]=Enthalpy(fluido\$;T=T[1];x=x[1])  
s[1]=Entropy(fluido\$;T=T[1];x=x[1])  
v[1]=Volume(fluido\$;T=T[1];x=x[1])

{Balance de energía en el condensador}

$$m\_dot\_SW*c\_p\_SW*(T\_SW\_out-T\_SW\_in)=m\_dot\_ref*(h[7]-h[2])$$

"Punto 2: liquido subenfriado a la salida del condensador"

$$\begin{aligned}P[2]&=P[1] \\T[2]&=T[1]-DELTA T\_subenfriamiento \\h[2]&=Enthalpy(fluido\$;T=T[2];P=P[2]) \\s[2]&=Entropy(fluido\$;T=T[2];P=P[2]) \\v[2]&=Volume(fluido\$;T=T[2];h=h[2])\end{aligned}$$

"Punto 3s: Isentropico salida de la bomba"

$$\begin{aligned}s\_s[3]&=s[2] \\P\_s[3]&=P\_evaporador \\T\_s[3]&=Temperature(fluido\$;P=P\_s[3];s=s[2]) \\h\_s[3]&=Enthalpy(fluido\$;P=P\_s[3];s=s[2])\end{aligned}$$

"Punto 3: Salida de la bomba real y entrada al evaporador"

$$\begin{aligned}P[3]&=P\_s[3] \\eta_{bomba\_s}&=(h\_s[3]-h[2])/(h[3]-h[2]) \\T[3]&=Temperature(fluido\$;P=P[3];h=h[3]) \\s[3]&=Entropy(fluido\$;T=T[3];P=P[3]) \\v[3]&=Volume(fluido\$;T=T[3];h=h[3])\end{aligned}$$

"Punto 4: Liquido saturado en el evaporador"

$$\begin{aligned}x[4]&=0 \\P[4]&=P\_evaporador \\h[4]&=Enthalpy(fluido\$;P=P[4];x=x[4]) \\T[4]&=Temperature(fluido\$;P=P[4];x=x[4]) \\s[4]&=Entropy(fluido\$;P=P[4];x=x[4]) \\v[4]&=Volume(fluido\$;T=T[4];h=h[4])\end{aligned}$$

"Punto 5: Vapor saturado en el evaporador"

$$\begin{aligned}x[5]&=1 \\P[5]&=P[4] \\h[5]&=Enthalpy(fluido\$;P=P[5];x=x[5]) \\T[5]&=Temperature(fluido\$;P=P[5];x=x[5]) \\s[5]&=Entropy(fluido\$;P=P[5];x=x[5]) \\v[5]&=Volume(fluido\$;T=T[5];h=h[5])\end{aligned}$$

{Balance de energía en el evaporador}

$$m\_dot\_ref*(h[6]-h[3])=m\_dot\_JCW*c\_p\_JCW*(T\_JCW\_in-T\_JCW\_out)$$

"Punto 6: Salida evaporador como vapor sobrecalentado y entrada a la expansor"

$$\begin{aligned}P[6]&=P[5] \\T[6]&=T\_JCW\_IN - DELTA T \\h[6]&=Enthalpy(fluido\$;P=P[6];T=T[6]) \\s[6]&=Entropy(fluido\$;P=P[6];h=h[6]) \\v[6]&=Volume(fluido\$;T=T[6];h=h[6])\end{aligned}$$

"Punto 7s: Isentropico salida de la expansor"

$$\begin{aligned}s\_s[7]&=s[6] \\P\_s[7]&=P\_condensador \\T\_s[7]&=Temperature(fluido\$;P=P\_s[7];s=s[6])\end{aligned}$$

$h_{s[7]} = \text{Enthalpy}(\text{fluido}; P = P_{s[7]}; s = s[6])$

"Punto 7: Salida de la expansor real y entrada al condensador"

$P[7] = P_{s[7]}$   
 $\eta_{\text{expansor}_s} = (h[6] - h[7]) / (h[6] - h_{s[7]})$   
 $T[7] = \text{Temperature}(\text{fluido}; P = P[7]; h = h[7])$   
 $s[7] = \text{Entropy}(\text{fluido}; T = T[7]; h = h[7])$   
 $v[7] = \text{Volume}(\text{fluido}; T = T[7]; h = h[7])$

"Punto 8: Vapor saturado en el condensador"

$P[8] = P[1]$   
 $x[8] = 1$   
 $h[8] = \text{Enthalpy}(\text{fluido}; P = P[8]; x = x[8])$   
 $T[8] = \text{Temperature}(\text{fluido}; P = P[8]; x = x[8])$   
 $s[8] = \text{Entropy}(\text{fluido}; P = P[8]; h = h[8])$   
 $v[8] = \text{Volume}(\text{fluido}; T = T[8]; h = h[8])$

{Calculo de Pinch Point en el evaporador}

$Q_{\text{dot\_PP\_evaporador}} = m_{\text{dot\_ref}} * (h[6] - h[4])$   
 $Q_{\text{dot\_PP\_evaporador}} = m_{\text{dot\_JCW}} * c_{p\_JCW} * (T_{\text{JCW\_in}} - T_{\text{JCW\_PP}})$   
 $\text{DELTA}_{\text{T\_PP\_evaporador}} = \min(T_{\text{JCW\_PP}} - T[4]; T_{\text{JCW\_in}} - T[6])$

{Calculo de Pinch Point en el condensador}

$\text{DELTA}_{\text{T\_PP\_condensador}} = T[8] - T_{\text{SW\_PP}}$   
 $Q_{\text{dot\_PP\_condensador}} = m_{\text{dot\_ref}} * (h[8] - h[2])$   
 $Q_{\text{dot\_PP\_condensador}} = m_{\text{dot\_SW}} * c_{p\_SW} * (T_{\text{SW\_PP}} - T_{\text{SW\_in}})$

{Trabajo desarrollado por la boma}

$W_{\text{dot\_bomba}} = m_{\text{dot\_ref}} * (h[3] - h[2])$

{Trabajo desarrollado por la expansor}

$W_{\text{dot\_expansor}} = m_{\text{dot\_ref}} * (h[6] - h[7])$

{Trabajo del ciclo ORC}

$W_{\text{dot\_ORC}} = W_{\text{dot\_expansor}} - W_{\text{dot\_bomba}}$

{Rendimiento energetico del ciclo ORC}

$\eta_{\text{ciclo\_ORC}} = (W_{\text{dot\_expansor}} - W_{\text{dot\_bomba}}) / Q_{\text{dot\_JCW}}$

"Dimensionamiento intercambiadores de calor"

"Dimensionamiento del evaporador: 3 Zonas"

$\text{pitch\_evaporador} = D_{\text{ext\_JCW}} * 1,25$   
 $e = 0,001$

$D_{\text{ext\_JCW}} = D_{\text{int\_JCW}} + 2 * e$

$DH_{\text{JCW}} = D_{\text{int\_JCW}}$

$\rho_{\text{JCW}} = \text{density}(\text{water}; T = T_{\text{JCW\_out}}; P = P_{\text{JCW}})$  {a la temperatura más fria para obtener la mayor densidad para que la velocidad sea ligeramente superior a la de los puntos de diseño que tienen mayor velocidad}

$v_{\text{JCW}} * A_{\text{JCW}} = m_{\text{dot\_JCW}} / \rho_{\text{JCW}}$

$A_{\text{JCW}} = N_{\text{tubos\_evaporador}} * \pi * D_{\text{int\_JCW}}^2 / 4$

$A_{\text{JCW\_1tubo}} = \pi * D_{\text{int\_JCW}}^2 / 4$

$D_{\text{b\_evaporador}} = D_{\text{ext\_JCW}} * (i * N_{\text{tubos\_evaporador}} / K_{\text{evaporador}})^{(1/n_{\text{evaporador}})}$

$K_{\text{evaporador}} = \text{if}(i; 2; 0,319; 0,249; 0,175)$   
 $n_{\text{evaporador}} = \text{if}(i; 2; 2,142; 2,207; 2,285)$   
 $D_{\text{int\_shell\_evaporador}} = D_{\text{b\_evaporador}}$   
 $A_{\text{shell\_evaporador}} = (\pi * D_{\text{int\_shell\_evaporador}}^2) / 4 - 2 * N_{\text{tubos\_evaporador}} / 4 * \pi * D_{\text{ext\_JCW}}^2$   
 $DH_{\text{shell\_evaporador}} = 4 * (0,5 * \text{pitch\_evaporador}^2 * \sin(60) - 1/8 * \pi * D_{\text{ext\_JCW}}^2) / (0,5 * \pi * D_{\text{ext\_JCW}})$   
 $Vol_{\text{tubos\_evaporador}} = \pi * D_{\text{b\_evaporador}}^2 / 4 * L_{\text{tubos\_evaporador}}$   
 $L_{\text{tubos\_evaporador}} = L_{\text{shell\_evaporador}} * i$

**"Zona 1: Fase líquido en el refrigerante / líquido en el agua de las camisas del motor"**

$Re_{\text{JCW\_1}} = v_{\text{JCW}} * DH_{\text{JCW}} / \nu_{\text{JCW\_1}}$   
 $\nu_{\text{JCW\_1}} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_out}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $Pr_{\text{JCW\_1}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_out}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $Nus_{\text{JCW\_1}} = 0,023 * (Re_{\text{JCW\_1}}^{1/4} * 8) * (Pr_{\text{JCW\_1}}^{1/3})$  {ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{\text{JCW\_1}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_out}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $h_{\text{JCW\_1}} = (Nus_{\text{JCW\_1}} * k_{\text{JCW\_1}}) / DH_{\text{JCW}}$

$\rho_{\text{ref\_1}} = \text{density}(\text{fluido}; T = (T[3] + T[4]) / 2; P = P_{\text{evaporador}})$   
 $V_{\text{dot\_ref\_1}} = m_{\text{dot\_ref}} / \rho_{\text{ref\_1}}$   
 $v_{\text{ref\_1}} = V_{\text{dot\_ref\_1}} / A_{\text{shell\_evaporador}}$   
 $Re_{\text{ref\_1}} = v_{\text{ref\_1}} * DH_{\text{shell\_evaporador}} / \nu_{\text{ref\_1}}$   
 $\nu_{\text{ref\_1}} = \text{KinematicViscosity}(\text{fluido}; T = (T[3] + T[4]) / 2; P = P_{\text{evaporador}})$   
 $Pr_{\text{ref\_1}} = \text{Prandtl}(\text{fluido}; T = (T[3] + T[4]) / 2; P = P_{\text{evaporador}})$   
 $Nus_{\text{ref\_1}} = 0,023 * (Re_{\text{ref\_1}}^{1/4} * 8) * (Pr_{\text{ref\_1}}^{1/3})$  {ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{\text{ref\_1}} = \text{Conductivity}(\text{fluido}; T = (T[3] + T[4]) / 2; P = P_{\text{evaporador}})$   
 $h_{\text{ref\_1}} = (Nus_{\text{ref\_1}} * k_{\text{ref\_1}}) / DH_{\text{shell\_evaporador}}$

$R_{\text{f\_JCW\_1}} = 0,0002$   
 $R_{\text{f\_ref\_1}} = 0,0002$   
 $1/U_1 = 1/h_{\text{JCW\_1}} + 1/h_{\text{ref\_1}} + R_{\text{f\_JCW\_1}} + R_{\text{f\_ref\_1}}$

$LMTD_1 = ((T_{\text{JCW\_out}} - T[3]) - (T_{\text{JCW\_PP}} - T[4])) / \ln((T_{\text{JCW\_out}} - T[3]) / (T_{\text{JCW\_PP}} - T[4]))$  {Temperatura media logarítmica de la zona 1}

$Q_{\text{dot\_1}} = m_{\text{dot\_ref}} * (h[4] - h[3]) * \text{convert}(\text{kW}; \text{W})$   
 $Q_{\text{dot\_1}} = U_1 * A_1 * LMTD_1$

**"Zona 2: Fase líquido-vapor en el refrigerante / líquido en el agua de las camisas del motor"**

$Re_{\text{JCW\_2}} = v_{\text{JCW}} * DH_{\text{JCW}} / \nu_{\text{JCW\_2}}$   
 $\nu_{\text{JCW\_2}} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_in\_2}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $m_{\text{dot\_ref}} * (h[5] - h[4]) = m_{\text{dot\_JCW}} * c_{\text{p\_JCW}} * (T_{\text{JCW\_in\_2}} - T_{\text{JCW\_PP}})$   
 $Pr_{\text{JCW\_2}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_in\_2}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $Nus_{\text{JCW\_2}} = 0,023 * (Re_{\text{JCW\_2}}^{1/4} * 8) * (Pr_{\text{JCW\_2}}^{1/3})$  {Ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{\text{JCW\_2}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (T_{\text{JCW\_PP}} + T_{\text{JCW\_in\_2}}) / 2; P = P_{\text{JCW}})$   
 $h_{\text{JCW\_2}} = (Nus_{\text{JCW\_2}} * k_{\text{JCW\_2}}) / DH_{\text{JCW}}$

$T_{\text{sat\_ref\_evaporador}} = T_{\text{sat}}(\text{fluido}; P = P_{\text{evaporador}})$  {Temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador}  
 $\mu_{\text{ref\_2\_liq}} = \text{viscosity}(\text{fluido}; T = (T[3] + T[4]) / 2; P = P_{\text{evaporador}})$  {viscosidad dinámica del refrigerante en estado líquido}



$h_{fg\_ref} = \text{Enthalpy\_vaporization}(\text{fluido}; T=T[4])$  {entalpia de vaporización del refrigerante en el evaporador}  
 $\rho_{ref\_2\_liq} = \text{density}(\text{fluido}; T=(T[3]+T[4])/2; P=P\_evaporador)$  {densidad del refrigerante en estado liquido}  
 $\rho_{ref\_2\_gas} = \text{density}(\text{fluido}; T=(T[5]+T[6])/2; P=P\_evaporador)$  {densidad del refrigerante en estado vapor}  
 $g=9,81$  {constante de la gravedad}  
 $c_{sf}=0,0058$  {De la tabla 10,3 de Cengel: para agua-acero inoxidable(recubierto de teflon picado),  $n=1$  para Pr}  
 $c_{p\_ref} = \text{Cp}(\text{fluido}; h=h[4]; P=P\_evaporador)$   
 $Pr_{ref\_2\_liq} = \text{Prandtl}(\text{fluido}; h=h[4]; P=P\_evaporador)$  {numero de Prantl del refrigerante en estado liquido}  
 $\sigma = \text{SurfaceTension}(\text{fluido}; T=T[4])$   
 $T_s = (T\_JCW\_PP + T\_JCW\_in\_2)/2$  {Temperatura superficial del calentador}  
 $\Delta T_{e} = T_s - T_{sat\_ref\_evaporador}$  {Exceso de temperatura}

$q_{dot\_nucleate} = \text{convert}(\text{kW}; W) * \mu_{ref\_2\_liq} * h_{fg\_ref} * (g * (\rho_{ref\_2\_liq} - \rho_{ref\_2\_gas}) / \sigma)^{0,5} * (c_{p\_ref} * \Delta T_e / (c_{sf} * h_{fg\_ref} * Pr_{ref\_2\_liq}))^3$   
{Correlacion Roshenow: nucleate boiling}  
 $h_{ref\_2} = q_{dot\_nucleate} / \Delta T_e$

$R_{f\_JCW\_2} = 0,0002$   
 $R_{f\_ref\_2} = 0,0003$   
 $1/U_2 = 1/h_{JCW\_2} + 1/h_{ref\_2} + R_{f\_JCW\_2} + R_{f\_ref\_2}$

$LMTD_2 = ((T\_JCW\_PP - T[4]) - (T\_JCW\_in\_2 - T[5])) / \ln((T\_JCW\_PP - T[4]) / (T\_JCW\_in\_2 - T[5]))$  {Temperatura media logaritmica de la zona 2}

$Q_{dot\_2} = m_{dot\_ref} * (h[5] - h[4]) * \text{convert}(\text{kW}; W)$   
 $Q_{dot\_2} = U_2 * A_2 * LMTD_2$

"Zona 3: Fase vapor en el refrigerante / liquido en el agua de las camisas del motor"

$Re_{JCW\_3} = v_{JCW} * DH_{JCW} / \nu_{JCW\_3}$   
 $\nu_{JCW\_3} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T=(T\_JCW\_out\_3 + T\_JCW\_in)/2; P=P\_JCW)$   
 $m_{dot\_ref} * (h[6] - h[5]) = m_{dot\_JCW} * c_{p\_JCW} * (T\_JCW\_in - T\_JCW\_out\_3)$   
 $Pr_{JCW\_3} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T=(T\_JCW\_in + T\_JCW\_out\_3)/2; P=P\_JCW)$   
 $Nus_{JCW\_3} = 0,023 * (Re_{JCW\_3}^{0,8}) * (Pr_{JCW\_3}^{0,33})$  {Ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{JCW\_3} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=(T\_JCW\_in + T\_JCW\_out\_3)/2; P=P\_JCW)$   
 $h_{JCW\_3} = (Nus_{JCW\_3} * k_{JCW\_3}) / DH_{JCW}$

$\rho_{ref\_3} = \text{density}(\text{fluido}; T=(T[5]+T[6])/2; P=P\_evaporador)$   
 $V_{dot\_ref\_3} = m_{dot\_ref} / \rho_{ref\_3}$   
 $v_{ref\_3} = V_{dot\_ref\_3} / A_{shell\_evaporador}$   
 $Nus_{ref\_3} = 0,3 + ((0,62 * Re_{ref\_3}^{0,5} * Pr_{ref\_3}^{0,33}) / (1 + (0,4 / Pr_{ref\_3})^{0,66})^{0,25}) * (1 + (Re_{ref\_3} / 282000)^{0,625})^{0,8}$  {Correlación de Churchill-Bernstein;  $100 < Re < 10^7$  y  $Re * Pr > 0,2$ }  
 $Re_{ref\_3} = v_{ref\_3} * DH_{shell\_evaporador} / \nu_{ref\_3}$   
 $\nu_{ref\_3} = \text{kinematicviscosity}(\text{fluido}; T=(T[5]+T[6])/2; P=P\_evaporador)$   
 $Pr_{ref\_3} = \text{Prandtl}(\text{fluido}; T=(T[5]+T[6])/2; P=P\_evaporador)$   
 $k_{ref\_3} = \text{Conductivity}(\text{fluido}; T=(T[5]+T[6])/2; P=P\_evaporador)$   
 $h_{ref\_3} = Nus_{ref\_3} * k_{ref\_3} / DH_{shell\_evaporador}$

$R_{f\_JCW\_3} = 0,0002$

$$R_{f\_ref\_3}=0,0004$$

$$1/U_3=1/h_{ref\_3}+1/h_{JCW\_3}+R_{f\_JCW\_3}+R_{f\_ref\_3}$$

$$LMTD_3=((T_{JCW\_out\_3}-T[5])-(T_{JCW\_in}-T[6]))/\ln((T_{JCW\_out\_3}-T[5])/(T_{JCW\_in}-T[6]))$$

{Temperatura media logaritmica de la zona 3}

$$Q_{dot\_3}=m_{dot\_ref}*(h[6]-h[5])*convert(kW;W)$$

$$Q_{dot\_3}=U_3*A_3*LMTD_3$$

{Area y longitud de los tubos del evaporador}

$$A_{total\_evaporador} = (A_1+A_2+A_3)$$

$$L_{tubos\_evaporador} = A_{total\_evaporador} / (\pi * DH_{JCW} * N_{tubos\_evaporador})$$

$$Q_{total\_evaporador} = Q_{dot\_1} + Q_{dot\_2} + Q_{dot\_3}$$

$$LMTD_{evaporador} = ((T_{JCW\_out}-T[3])-(T_{JCW\_in}-T[6]))/\ln((T_{JCW\_out}-T[3])/(T_{JCW\_in}-T[6]))$$

{U del evaporador}

$$P_{HX\_evaporador} = (T[6] - T[3]) / (T_{JCW\_in} - T[3])$$

$$R_{evaporador} = (T_{JCW\_in} - T_{JCW\_out}) / (T[6] - T[3])$$

$$F_{evaporador}=if(i;2;1;LMTD\_CF('shell\&tube_2'; P_{HX\_evaporador} ; R_{evaporador});LMTD\_CF('shell\&tube_4'; P_{HX\_evaporador} ; R_{evaporador}))$$

$$U_{total\_evaporador} * F_{evaporador} * A_{total\_evaporador} * LMTD_{evaporador} = Q_{total\_evaporador}$$

"Dimensionamiento del condensador: 3 zonas"

$$pitch_{condensador}=D_{ext\_SW}*1,25$$

$$D_{ext\_SW}=D_{int\_SW}+2*e$$

$$DH_{SW}=D_{int\_SW}$$

$$\rho_{SW}=\text{density}(\text{water};T=T_{SW\_in}; P=P_{SW})$$

{a la temperatura más fria para obtener la mayor densidad para que la velocidad sea ligeramente superior a la de los puntos de diseño que tienen mayor velocidad}

$$v_{SW}*A_{SW}=m_{dot\_SW}/\rho_{SW}$$

$$A_{SW}=N_{tubos\_condensador}*\pi*D_{int\_SW}^2/4$$

$$A_{SW\_1tubo}=\pi*D_{int\_SW}^2/4$$

$$D_{b\_condensador}= D_{ext\_SW} * (j*N_{tubos\_condensador} / K_{condensador})^{1/n_{condensador}}$$

$$K_{condensador}=if(j;2;0,319;0,249;0,175)$$

$$n_{condensador}=if(j;2;2,142;2,207;2,285)$$

$$D_{int\_shell\_condensador}=D_{b\_condensador}$$

$$A_{shell\_condensador} = (\pi*D_{int\_shell\_condensador}^2)/4-2*N_{tubos\_condensador} / 4*\pi*D_{ext\_SW}^2$$

$$DH_{shell\_condensador} = 4*(0,5 * pitch_{condensador}^2* \sin(60) - 1/8 * \pi * D_{ext\_SW}^2) / (0,5 * \pi * D_{ext\_SW})$$

$$Vol_{tubos\_condensador}=\pi*D_{b\_condensador}^2/4*L_{tubos\_condensador}$$

$$L_{tubos\_condensador}=L_{shell\_condensador}*j$$

"Zona 4: Fase liquido en el refrigerante / liquido en el agua de mar"

$$Re_{SW\_4}=v_{SW}*DH_{SW}/\nu_{SW\_4}$$

$\nu_{SW\_4} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_in} + T_{SW\_out\_4})/2; P = P_{SW})$   
 $\dot{m}_{ref} * (h[1] - h[2]) = \dot{m}_{SW} * c_{p\_SW} * (T_{SW\_out\_4} - T_{SW\_in})$   
 $Pr_{SW\_4} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{SW\_in} + T_{SW\_out\_4})/2; P = P_{SW})$   
 $k_{SW\_4} = \text{conductivity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_in} + T_{SW\_out\_4})/2; P = P_{SW})$   
 $Nus_{SW\_4} = 0,023 * (Re_{SW\_4}^{0,8}) * (Pr_{SW\_4}^{0,33})$  {ecuacion Dittus-Boelter}  
 $h_{SW\_4} = (Nus_{SW\_4} * k_{SW\_4}) / DH_{SW}$

$V_{dot\_ref\_4} = \dot{m}_{ref} / \rho_{ref\_4}$   
 $\rho_{ref\_4} = \text{density}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{condensador})$   
 $v_{ref\_4} = V_{dot\_ref\_4} / A_{shell\_condensador}$   
 $Re_{ref\_4} = v_{ref\_4} * DH_{shell\_condensador} / \nu_{ref\_4}$   
 $\nu_{ref\_4} = \text{KinematicViscosity}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{condensador})$   
 $\mu_{ref\_4} = \text{Viscosity}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{condensador})$   
 $Pr_{ref\_4} = \text{Prandtl}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{condensador})$   
 $Nus_{ref\_4} = 0,023 * (Re_{ref\_4}^{0,8}) * (Pr_{ref\_4}^{0,33})$  {Ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{ref\_4} = \text{Conductivity}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2])/2; P = P_{evaporador})$   
 $h_{ref\_4} = (Nus_{ref\_4} * k_{ref\_4}) / DH_{shell\_condensador}$

$R_{f\_SW\_4} = 0,0001$   
 $R_{f\_ref\_4} = 0,0002$   
 $1/U_4 = 1/h_{SW\_4} + 1/h_{ref\_4} + R_{f\_SW\_4} + R_{f\_ref\_4}$

$LMTD_4 = ((T[2] - T_{SW\_in}) - (T[1] - T_{SW\_out\_4})) / \ln((T[2] - T_{SW\_in}) / (T[1] - T_{SW\_out\_4}))$   
{Temperatura media logaritmica de la zona 1}

$\dot{Q}_4 = \dot{m}_{ref} * (h[1] - h[2]) * \text{convert}(\text{kW}; \text{W})$   
 $\dot{Q}_4 = U_4 * A_4 * LMTD_4$

"Zona 5: Fase liquido-vapor en el refrigerante / liquido en el agua de mar"

$Re_{SW\_5} = v_{SW} * D_{int\_SW} / \nu_{SW\_5}$   
 $\nu_{SW\_5} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_PP} + T_{SW\_in\_5})/2; P = P_{SW})$   
 $\dot{m}_{ref} * (h[8] - h[1]) = \dot{m}_{SW} * c_{p\_SW} * (T_{SW\_PP} - T_{SW\_in\_5})$   
 $Pr_{SW\_5} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{SW\_PP} + T_{SW\_in\_5})/2; P = P_{SW})$   
 $Nus_{SW\_5} = 0,023 * (Re_{SW\_5}^{0,8}) * (Pr_{SW\_5}^{0,33})$  {Ecuación Dittus-Boelter}  
 $k_{SW\_5} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_PP} + T_{SW\_in\_5})/2; P = P_{SW})$   
 $h_{SW\_5} = (Nus_{SW\_5} * k_{SW\_5}) / DH_{SW}$

$\mu_{ref\_5\_liq} = \text{viscosity}(\text{fluido}; T = T[2]; P = P_{condensador})$   
 $k_{ref\_5\_liq} = \text{Conductivity}(\text{fluido}; T = T[2]; P = P_{condensador})$   
 $\rho_{ref\_5\_liq} = \text{Density}(\text{fluido}; T = T[2]; P = P_{condensador})$   
 $\rho_{ref\_5\_vap} = \text{Density}(\text{fluido}; T = T[7]; P = P_{condensador})$   
 $\Delta h_{fg\_ref} = \text{Enthalpy\_vaporization}(\text{fluido}; T = T[8]) * \text{convert}(\text{kJ}; \text{J})$   
 $T_{sat\_ref\_condensador} = T_{sat}(\text{fluido}; P = P_{condensador})$   
 $T_{SW\_5} = (T_{SW\_in\_5} + T_{SW\_PP}) / 2$   
 $h_{ref\_5} = 0,729 * ((g * \rho_{ref\_5\_liq} * (\rho_{ref\_5\_liq} - \rho_{ref\_5\_vap}) * k_{ref\_5\_liq}^3 * \Delta h_{fg\_ref}) / (\mu_{ref\_5\_liq} * (T_{sat\_ref\_condensador} - T_{SW\_5}) * DH_{shell\_condensador}))^{0,25}$

$R_{f\_SW\_5} = 0,0001$   
 $R_{f\_ref\_5} = 0,0003$   
 $1/U_5 = 1/h_{ref\_5} + 1/h_{SW\_5} + R_{f\_SW\_5} + R_{f\_ref\_5}$

$$LMTD_5 = ((T[1] - T_{SW\_in\_5}) - (T[8] - T_{SW\_PP})) / \ln((T[1] - T_{SW\_in\_5}) / (T[8] - T_{SW\_PP}))$$

{Temperatura media logaritmica de la zona 5}

$$Q_{dot\_5} = m_{dot\_ref} * (h[8] - h[1]) * \text{convert}(kW;W)$$
$$Q_{dot\_5} = U_5 * A_5 * LMTD_5$$

"Zona 6: Fase vapor en el refrigerante / liquido en el agua de mar"

$$Re_{SW\_6} = v_{SW} * DH_{SW} / \nu_{SW\_6}$$
$$\nu_{SW\_6} = \text{KinematicViscosity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_out} + T_{SW\_PP}) / 2; P = P_{SW})$$
$$Pr_{SW\_6} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T = (T_{SW\_out} + T_{SW\_PP}) / 2; P = P_{SW})$$
$$Nus_{SW\_6} = 0,023 * (Re_{SW\_6}^{0,8}) * (Pr_{SW\_6}^{0,33}) \text{ {Ecuación Dittus-Boelter}}$$
$$k_{SW\_6} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T = (T_{SW\_out} + T_{SW\_PP}) / 2; P = P_{SW})$$
$$h_{SW\_6} = (Nus_{SW\_6} * k_{SW\_6}) / DH_{SW}$$

$$T_{s\_6} = (T[7] + T[8]) / 2$$
$$\rho_{ref\_6} = \text{density}(\text{fluido}; T = (T[7] + T[8]) / 2; P = P_{condensador})$$
$$V_{dot\_ref\_6} = m_{dot\_ref} / \rho_{ref\_6}$$
$$v_{ref\_6} = V_{dot\_ref\_6} / A_{shell\_condensador}$$
$$Re_{ref\_6} = v_{ref\_6} * DH_{shell\_condensador} / \nu_{ref\_6}$$
$$\nu_{ref\_6} = \text{kinematicviscosity}(\text{fluido}; T = (T[7] + T[8]) / 2; P = P_{condensador})$$
$$Pr_{ref\_6} = \text{Prandtl}(\text{fluido}; T = (T[7] + T[8]) / 2; P = P_{condensador})$$
$$k_{ref\_6} = \text{Conductivity}(\text{fluido}; T = (T[7] + T[8]) / 2; P = P_{condensador})$$
$$\mu_{ref\_6} = \text{Viscosity}(\text{fluido}; T = (T[1] + T[2]) / 2; P = P_{condensador})$$
$$k_{wall\_6} = \text{conductivity}(\text{fluido}; T = T_{s\_6}; P = P_{condensador})$$
$$\mu_{wall\_6} = \text{viscosity}(\text{fluido}; T = T_{s\_6}; P = P_{condensador})$$
$$f_{ref\_6} = (0,79 * \ln(Re_{ref\_6}) - 1,64)^{-2}$$
$$Nus_{ref\_6} = (((f_{ref\_6} / 8) * Re_{ref\_6} * Pr_{ref\_6}) / (12,7 * (f_{ref\_6} / 8)^{0,5} * (Pr_{ref\_6}^{2/3} - 1) + 1,07)) * (k_{ref\_6} / k_{wall\_6}) * (\mu_{ref\_6} / \mu_{wall\_6})$$
$$h_{ref\_6} = (Nus_{ref\_6} * k_{ref\_6}) / DH_{shell\_condensador}$$

$$R_{f\_SW\_6} = 0,0001$$
$$R_{f\_ref\_6} = 0,0004$$
$$1/U_6 = 1/h_{ref\_6} + 1/h_{SW\_6} + R_{f\_SW\_6} + R_{f\_ref\_6}$$

$$LMTD_6 = ((T[8] - T_{SW\_PP}) - (T[7] - T_{SW\_out})) / \ln((T[8] - T_{SW\_PP}) / (T[7] - T_{SW\_out}))$$

{Temperatura media logaritmica de la zona 3}

$$Q_{dot\_6} = m_{dot\_ref} * (h[7] - h[8]) * \text{convert}(kW;W)$$
$$Q_{dot\_6} = U_6 * A_6 * LMTD_6$$

{Area y longitud de los tubos del condensador}

$$A_{total\_condensador} = (A_4 + A_5 + A_6)$$
$$L_{tubos\_condensador} = A_{total\_condensador} / (\pi * DH_{SW} * N_{tubos\_condensador})$$

$$Q_{total\_condensador} = Q_{dot\_4} + Q_{dot\_5} + Q_{dot\_6}$$
$$LMTD_{condensador} = ((T[7] - T_{SW\_out}) - (T[2] - T_{SW\_in})) / \ln((T[7] - T_{SW\_out}) / (T[2] - T_{SW\_in}))$$

{U del condensador}

$$P_{HX\_condensador} = (T_{SW\_out} - T_{SW\_in}) / (T[7] - T_{SW\_in})$$

$$R_{HX\_condensador} = (T[7] - T[2]) / (T_{SW\_out} - T_{SW\_in})$$

```
F_condensador = if(j;2;LMTD_CF('shell&tube_1'; P_HX_condensador ;  
R_HX_condensador);LMTD_CF('shell&tube_2'; P_HX_condensador ;  
R_HX_condensador);LMTD_CF('shell&tube_4'; P_HX_condensador ;  
R_HX_condensador))  
U_total_condensador *  
F_condensador*A_total_condensador*LMTD_condensador=Q_total_condensador  
{SST$OFF}
```

#### {Coste de equipos}

```
C_Bm_evaporador=c_p_evaporador*(1,63+1,66*1,4*F_p_evaporador)*0,9*603,1/394  
C_Bm_condensador=c_p_condensador*(1,63+1,66*1,4*F_p_condensador)*0,9*603,1/  
394  
C_Bm_bomba=c_p_bomba*(1,89+1,35*1,6)*0,9*603,1/394  
C_Bm_expansor=c_p_expansor*3,4*0,9*603,1/394
```

```
log10(c_p_evaporador)=4,3247-  
0,3030*log10(A_total_evaporador)+0,1634*log10(A_total_evaporador)^2  
log10(c_p_condensador)=4,3247-  
0,3030*log10(A_total_condensador)+0,1634*log10(A_total_condensador)^2  
log10(c_p_bomba)=3,3892-  
0,0536*log10(W_dot_bomba)+0,1538*log10(W_dot_bomba)^2  
log10(c_p_expansor)=2,7051+1,4398*log10(W_dot_expansor)-  
0,1776*log10(W_dot_expansor)^2
```

```
log10(F_p_evaporador)=0,0388-0,11272*log10(10*P_evaporador-  
1)+0,08183*log10(10*P_evaporador-1)^2  
log10(F_p_condensador)=0,0388-0,11272*log10(10*P_condensador-  
1)+0,08183*log10(10*P_condensador-1)^2
```

```
C_TOTAL=(C_Bm_evaporador+C_Bm_condensador+C_Bm_bomba+C_Bm_expansor
```

## 21. Anexo VIII. Código EES empleado para diseño del ciclo ORC regenerativo

{Ciclo ORC regenerativo}

{Datos}

P\_evaporador=5,467 [bar]  
eta\_turbina\_s=0,7 [-]  
eta\_bomba\_s=0,8 [-]  
DELTAT\_subenfriamiento=3  
fluido\$='R1233zd(E)'  
DELTAT=5  
DELTAT\_PP\_condensador=5  
epsilon\_regenerador=0,8

{Agua del mar}

P\_SW=1 [bar]  
T\_SW\_in=18  
T\_SW\_out=T\_SW\_in+DELTAT\_SW  
c\_p\_SW=Cp(Water;T=(T\_SW\_in+T\_SW\_out)/2;P=P\_SW)

{Agua de las camisas del motor}

P\_JCW=2 [bar]  
DELTAT\_JCW=10  
Q\_dot\_JCW=300 [kW]  
T\_JCW\_in=85  
T\_JCW\_out=T\_JCW\_in-DELTAT\_JCW  
c\_p\_JCW=Cp(Water;T=(T\_JCW\_in+T\_JCW\_out)/2;P=P\_JCW)  
Q\_dot\_JCW=m\_dot\_JCW\*c\_p\_JCW\*DELTAT\_JCW  
Q\_dot\_JCW = m\_dot\_ref \* (h[7] - h[4])

{Punto 1: liquido saturado en condensador}

x[1]=0  
T[1]=T\_SW\_in+DELTAT+DELTAT\_subenfriamiento  
h[1]=Enthalpy(fluido\$;T=T[1];x=x[1])  
s[1]=Entropy(fluido\$;T=T[1];x=x[1])  
v[1]=Volume(fluido\$;T=T[1];x=x[1])  
P[1]=P\_sat(fluido\$;T=T[1])

{Punto 2: liquido subenfriado a la salida del condensador}

T[2]=T[1]-DELTAT\_subenfriamiento  
P[2]=P[1]  
h[2]=Enthalpy(fluido\$;T=T[2];P=P[2])  
s[2]=Entropy(fluido\$;T=T[2];h=h[2])  
v[2]=Volume(fluido\$;T=T[2];h=h[2])

{Punto 3s: Isentropico a la salida de la bomba}

s\_s[3]=s[2]  
P\_s[3]=P\_evaporador  
h\_s[3]=Enthalpy(fluido\$;P=P\_s[3];s=s\_s[3])

{Punto 3: salida real de la bomba y entrada al regenerador}

$P[3]=P_{\text{evaporador}}$   
 $\text{eta}_{\text{bomba}_s}=(h_s[3]-h[2])/(h[3]-h[2])$   
 $T[3]=\text{Temperature}(\text{fluido};h=h[3];P=P[3])$   
 $s[3]=\text{Entropy}(\text{fluido};h=h[3];P=P[3])$   
 $v[3]=\text{Volume}(\text{fluido};h=h[3];P=P[3])$

{Balance energía en el regenerador}

$h[4]-h[3]=h[8]-h[9]$   
 $\text{epsilon}_{\text{regenerador}}=(T[4]-T[3])/(T[8]-T[3])$

{Punto 4: salida del regenerador y entrada al evaporador}

$P[4]=P_{\text{evaporador}}$   
 $h[4]=\text{Enthalpy}(\text{fluido};P=P[4];T=T[4])$   
 $s[4]=\text{Entropy}(\text{fluido};P=P[4];h=h[4])$   
 $v[4]=\text{Volume}(\text{fluido};P=P[4];h=h[4])$

{Punto 5: liquido saturado en el evaporador}

$x[5]=0$   
 $P[5]=P_{\text{evaporador}}$   
 $h[5]=\text{Enthalpy}(\text{fluido};x=x[5];P=P[5])$   
 $T[5]=\text{Temperature}(\text{fluido};h=h[5];P=P[5])$   
 $s[5]=\text{Entropy}(\text{fluido};h=h[5];P=P[5])$   
 $v[5]=\text{volume}(\text{fluido};h=h[5];P=P[5])$

{Punto 6: vapor saturado en el evaporador}

$x[6]=1$   
 $P[6]=P_{\text{evaporador}}$   
 $T[6]=\text{Temperature}(\text{fluido};P=P[6];x=x[6])$   
 $h[6]=\text{Enthalpy}(\text{fluido};P=P[6];x=x[6])$   
 $s[6]=\text{Entropy}(\text{fluido};P=P[6];x=x[6])$   
 $v[6]=\text{volume}(\text{fluido};P=P[6];x=x[6])$

{Punto 7: vapor sobrecalentado en el evaporador}

$P[7]=P_{\text{evaporador}}$   
 $T[7]=T_{\text{JCW\_in}}-\text{DELTA}T$   
 $h[7]=\text{Enthalpy}(\text{fluido};P=P[7];T=T[7])$   
 $s[7]=\text{Entropy}(\text{fluido};P=P[7];h=h[7])$   
 $v[7]=\text{Volume}(\text{fluido};P=P[7];h=h[7])$

{Punto 8s: salida isentropica de la turbina}

$s_s[8]=s[7]$   
 $P_s[8]=P[1]$   
 $h_s[8]=\text{Enthalpy}(\text{fluido};P=P_s[8];s=s_s[8])$

{Punto 8: salida real de la turbina y entrada al regenerador}

$P[8]=P[1]$   
 $\text{eta}_{\text{turbina}_s}=(h[7]-h[8])/(h[7]-h_s[8])$   
 $T[8]=\text{Temperature}(\text{fluido};P=P[8];h=h[8])$   
 $s[8]=\text{Entropy}(\text{fluido};P=P[8];h=h[8])$   
 $v[8]=\text{volume}(\text{fluido};P=P[8];h=h[8])$

{Punto 9: salida del regenerador y entrada al condensador}

$P[9]=P[1]$

$$T[9]=\text{Temperature}(\text{fluido};h=h[9];P=P[9])$$

$$s[9]=\text{Entropy}(\text{fluido};h=h[9];P=P[9])$$

$$v[9]=\text{Volume}(\text{fluido};h=h[9];P=P[9])$$

{Balance de energía en el condensador}

$$m\_dot\_SW*c\_p\_SW*(T\_SW\_out-T\_SW\_in)=m\_dot\_ref*(h[9]-h[2])$$

{Calculo de Pinch Point en el evaporador}

$$Q\_dot\_PP\_evaporador=m\_dot\_ref*(h[7]-h[5])$$

$$Q\_dot\_PP\_evaporador=m\_dot\_JCW*c\_p\_JCW*(T\_JCW\_in-T\_JCW\_PP)$$

$$DELTA\_T\_PP\_evaporador=\min(T\_JCW\_PP-T[5];T\_JCW\_in-T[7])$$

{Calculo de Pinch Point en el condensador}

$$DELTA\_T\_PP\_condensador=T[8]-T\_SW\_PP$$

$$Q\_dot\_PP\_condensador=m\_dot\_ref*(h[9]-h[2])$$

$$Q\_dot\_PP\_condensador=m\_dot\_SW*c\_p\_SW*(T\_SW\_PP-T\_SW\_in)$$

{Trabajo desarrollado por la bomba}

$$W\_dot\_bomba=m\_dot\_ref*(h[3]-h[2])$$

{Trabajo desarrollado por la turbina}

$$W\_dot\_turbina=m\_dot\_ref*(h[7]-h[8])$$

{Trabajo del ciclo ORC}

$$W\_dot\_ORC=W\_dot\_turbina-W\_dot\_bomba$$

{Rendimiento energetico del ciclo ORC}

$$\eta_{\text{ciclo\_ORC}}=(W\_dot\_turbina-W\_dot\_bomba)/Q\_dot\_JCW$$



