



Universidad Politécnica de Cartagena

Trabajo Fin de Grado

**Diseño de un sistema de recuperación de calor
para producción de potencia a través de ciclos
ORC instalados en barcos**

Autor:

Nicolás Sánchez Salinas

Director:

Juan Pedro Luna Abad

Cartagena, 2020

OBJETIVOS.....	5
ÍNDICE DE TABLAS.....	6
ÍNDICE DE FIGURAS	9
ACRÓNIMOS	12
CAPÍTULO 1: DIMENSIONAMIENTO Y DISPOSICIÓN DEL BUQUE PORTACONTENEDORES	
1.1 Introducción.....	15
1.2 Base de datos.	15
1.3 Estimación de las características principales.	17
1.3.1 Cálculo de la Eslora total.....	17
1.3.2 Cálculo de la Manga.....	19
1.3.3 Cálculo del Puntal.....	21
1.3.4 Cálculo del Calado.....	24
1.3.5 Cálculo de la Eslora entre perpendiculares.....	26
1.4 Cálculo de los coeficientes.....	29
1.4.1 Coeficiente de bloque.	29
1.4.2 Coeficiente de la sección media.	31
1.4.3 Coeficiente prismático.	34
1.4.4 Coeficiente de la Flotación.	34
1.5 Cálculo de potencia a instalar.	35
1.6 Estimación del Volumen de Carena y Desplazamiento.	37
1.7 Dimensionamiento de los espacios principales del buque.....	41
1.7.1 Número de mamparos estancos	41
1.7.2 Cámara de máquinas.....	41
1.7.3 Espacios de Pique de proa y Pique de popa.....	42
1.7.4 Espacio de Cofferdam	42
1.7.5 Tanque de lastre.....	43
1.7.6 Espacio de carga.....	43
CAPÍTULO 2: CICLO ORGANICO DE RANKINE (ORC)	
2.1 Introducción.....	46
2.2 Aplicaciones de los ciclos ORC.....	46

2.2.1 Funcionamiento del ciclo ORC.....	47
2.2.1.1 Ciclo ORC básico.....	48
2.2.1.2 Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite.....	49
2.2.1.3 Ciclo ORC con regenerador.....	51
2.2.2 Comparación del Ciclo ORC con el Ciclo tradicional Rankine.....	52
2.2.3 Ventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine.....	52
2.2.4 Desventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine.....	53
2.3 Datos de ensayo del motor.....	53
2.4 Selección del Ciclo ORC a instalar.....	54

CAPÍTULO 3: FLUIDOS DE TRABAJO EN EL CICLO ORC

3.1 Fluido de trabajo	58
3.2 Clasificación de los refrigerantes	58
3.2.1 Según las presiones de trabajo	58
3.2.2 Según el reglamento de seguridad (I)	58
3.2.3 Según el reglamento de seguridad (II)	58
3.2.4 Según su composición química	59
3.3 Criterios de selección del fluido de trabajo	59
3.3.1 Seguridad	59
3.3.2 Impacto en el medio ambiente	59
3.3.3 Alta estabilidad química	60
3.3.4 Buenas propiedades termodinámicas y físicas	60
3.3.4.1 Fluidos húmedos	60
3.3.4.2 Fluidos isoentrópicos	61
3.3.4.3 Fluidos secos	62
3.4 Selección del fluido de trabajo	63
3.4.1 Fluidos Húmedos.....	63
3.4.1.1 Agua.....	63
3.4.1.2 Amoníaco (R717).....	65
3.4.1.3 R134a	69
3.4.1.4 R22.....	72

3.4.2 Fluidos Isoentrópicos.....	76
3.4.2.1 DimethylEther.....	76
3.4.2.2 R124.....	79
3.4.2.3 R142b	83
3.4.2.4 R1234yf	86
3.4.3 Fluidos Secos.....	90
3.4.3.1 R227ea.....	90
3.4.3.2 R600a.....	93
3.4.3.3 R245fa.....	97
3.4.3.4 R600	100
3.5 Elección del Fluido de trabajo según el criterio establecido.....	104
3.5.1 Rendimiento del ciclo	104
3.5.2 Potencia máxima del ciclo.....	107
3.5.3 Impacto ambiental del fluido de trabajo.....	108
3.5.4 Balance Exergético	109
3.5.5 Comparación del ciclo ORC con R717 y el ciclo de Agua.....	111
CAPÍTULO 4: FLUIDOS DE TRABAJO EN EL CICLO ORC	
4.1 Selección de equipos primarios	113
4.1.1 Selección del Condensador.....	113
4.1.2 Selección del grupo de bombeo.....	114
4.1.3 Selección del Evaporados.....	115
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES	
ANEXOS.....	120
REFERENCIAS.....	175

OJBETIVOS

1. Dimensionamiento y disposición general de un buque portacontenedores.
2. Definir y describir los sistemas de recuperación de calor (WHR) a través de los gases de escape de los motores de combustión interna instalados en barcos.
3. Describir los ciclos de producción de potencia, ciclos OCR, que pueden actuar bajo las condiciones de presión y temperatura descritos en el punto anterior.
4. Estudio de diferentes fluidos de trabajo, aplicables al ciclo ORC.
5. Análisis termodinámico, energético y exergético del ciclo seleccionado.
6. Diseño de la instalación con sistemas de recuperación de calor y ciclos OCR.
7. Selección de equipos.

INDICES DE TABLAS

Tabla 1. Datos de partida del buque.

Tabla 2. Base de datos.

Tabla 3. Base de datos.

Tabla 4. Base de datos.

Tabla 5. Datos Eslora tota l- velocidad.

Tabla 6. Datos Eslora total y TEUs.

Tabla 7. Datos Eslora total y Manga.

Tabla 8. Datos Manga y TEUs.

Tabla 9. Datos Puntal y Manga.

Tabla 10. Datos Puntal y TEUs.

Tabla 11. Datos Calado-Puntal.

Tabla 12. Datos Calado-TEUs.

Tabla 13. Datos Eslora entre perpendiculares y Velocidad.

Tabla 14 Datos Eslora PP – TEUs.

Tabla 15. Número de Froude (F_n) de la base de datos

Tabla 16. Coeficiente de bloque de la base de datos

Tabla 17. Coeficiente de la sección media de la base de datos

Tabla 18. Área de la maestra de la base de datos.

Tabla 19. Datos lineal Velocidad - Potencia

Tabla 20. Datos lineal TEU's - Potencia

Tabla 21. Datos Volumen de Carena.

Tabla 22. Datos Peso Muerto - TEU's.

Tabla 23. Características principales del buque proyectado.

Tabla 24. Dimensiones del motor instalado.

Tabla 25. Dimensiones de las bodegas de carga.

Tabla 26. Datos de salida del motor ensayado.

Tabla 27. Parámetros de diseño y operación.

Tabla 28. Datos fijos del ciclo ORC

Tabla 29. ODP y GWP de los fluidos de trabajo.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 30. Resultados fluído de trabajo (Agua).

Tabla 31. Datos que limitan el ciclo (R717).

Tabla 32. Datos del ciclo ORC (R717)

Tabla 33. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (R717).

Tabla 34. Resultados del ciclo ORC (R717).

Tabla 35. Datos que limitan el ciclo (R134a).

Tabla 36. Datos del ciclo ORC (R134a)

Tabla 37. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (134a).

Tabla 38. Resultados del ciclo ORC (R134a).

Tabla 39. Datos que limitan el ciclo (R22).

Tabla 40. Datos del ciclo ORC (R22).

Tabla 41. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (R22).

Tabla 42. Resultados del ciclo ORC (R22).

Tabla 43. Datos que limitan el ciclo (DimethylEther).

Tabla 44. Datos del ciclo ORC (DimethylEther)

Tabla 45. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (DimethylEther).

Tabla 46. Resultados del ciclo ORC (DimethylEther).

Tabla 47. Datos que limitan el ciclo (R124).

Tabla 48. Datos del ciclo ORC (R124)

Tabla 49. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (R124).

Tabla 50. Resultados del ciclo ORC (R124).

Tabla 51. Datos que limitan el ciclo (R142b).

Tabla 52. Datos del ciclo ORC (R142b)

Tabla 53. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (R142b).

Tabla 54. Resultados del ciclo ORC (R142b).

Tabla 55. Datos que limitan el ciclo (R1234yf).

Tabla 56. Datos del ciclo ORC (R1234yf)

Tabla 57. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo-P1}}$ (R1234yf).

Tabla 58. Resultados del ciclo ORC (R1234yf).

Tabla 59. Datos que limitan el ciclo (R227ea).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 60. Datos del ciclo ORC (R227ea)

Tabla 61. Tabla paramétrica η_{Ciclo} -P1 (R227ea).

Tabla 62. Resultados del ciclo ORC (R227ea).

Tabla 63. Datos que limitan el ciclo (R600a).

Tabla 64. Datos del ciclo ORC (R600a)

Tabla 65. Tabla paramétrica η_{Ciclo} -P1 (R600a).

Tabla 66. Resultados del ciclo ORC (R600a).

Tabla 67. Datos que limitan el ciclo (R245fa).

Tabla 68. Datos del ciclo ORC (R245fa)

Tabla 69. Tabla paramétrica η_{Ciclo} -P1 (R245fa).

Tabla 70. Resultados del ciclo ORC (R245fa).

Tabla 71. Datos que limitan el ciclo (R600).

Tabla 72. Datos del ciclo ORC (R600)

Tabla 73. Tabla paramétrica η_{Ciclo} -P1 (R600).

Tabla 74. Resultados del ciclo ORC (R600).

Tabla 75. Resumen Fluidos de trabajo.

Tabla 76. Rendimientos de los Fluidos de trabajo.

Tabla 77. Potencia máxima de los Fluidos de trabajo.

Tabla 78. Exergía Perdida de los Fluidos de trabajo.

INDICE DE FIGURAS

- Figura 1. Regresión lineal Eslora total – Velocidad.
- Figura 2. Regresión lineal Eslora total – TEUs.
- Figura 3. Regresión lineal Eslora total – Manga.
- Figura 4. Regresión lineal Manga – TEUs.
- Figura 5. Regresión lineal Puntal – Manga.
- Figura 6. Regresión lineal Manga – TEUs.
- Figura 7. Regresión lineal Puntal-Manga.
- Figura 8. Regresión lineal Calado-TEUs.
- Figura 9. Recta de regresión Eslora PP – Velocidad
- Figura 10. Recta de regresión Eslora PP – TEUs
- Figura 11. Recta de regresión Cb – Fn
- Figura 12. Recta de regresión Cm – Fn
- Figura 13. Recta de regresión Am – TEU's
- Figura 14. Regresión lineal Potencia - Velocidad.
- Figura 15. Regresión lineal Potencia – TEU's.
- Figura 16. Regresión lineal Volumen de carena – TEU's.
- Figura 17. Recta de regresión Peso Muerto – TEU's
- Figura 18. Variación del rendimiento energético-presión de evaporización.
- Figura 19. Ciclo ORC básico.
- Figura 20. Diagrama T-S Ciclo ORC básico.
- Figura 21. Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite.
- Figura 22. Diagrama T-s del Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite.
- Figura 23. Ciclo ORC con regenerador.
- Figura 24. Diagrama T-s del ciclo ORC con regenerador.
- Figura 25. Ciclo ORC a instalar.
- Figura 26. Designación según la seguridad
- Figura 27. Curva de saturación característica de un fluido húmedo.
- Figura 28. Curva de saturación característica de un fluido isoentrópico.
- Figura 29. Curva de saturación característica de un fluido seco.

Figura 30. Ciclo ORC con Fluido de trajo Agua.

Figura 31. Refrigerante Amoniaco (R717)

Figura 32. Diagrama T-s (R717).

Figura 33. Curva η_{Ciclo} -P1 (R717).

Figura 34. Refrigerante R134a.

Figura 35. Diagrama T-s (R134a).

Figura 36. Curva η_{Ciclo} -P1 (R134a).

Figura 37. Refrigerante R22.

Figura 38. Diagrama T-s (R22).

Figura 39. Gráfica η_{Ciclo} -P1 (R22).

Figura 40. Diagrama T-s (DimethylEther).

Figura 41. Curva η_{Ciclo} -P1 (DimethylEther).

Figura 42. Refrigerante R124.

Figura 43. Diagrama T-s (R124).

Figura 44. Curva η_{Ciclo} -P1 (R124).

Figura 45. Refrigerante R124.

Figura 46. Diagrama T-s (R142b).

Figura 47. Curva η_{Ciclo} -P1 (R142b).

Figura 48. Refrigerante 1234yf

Figura 49. Diagrama T-s (R1234yf).

Figura 50. Gráfica η_{Ciclo} -P1 (R1234yf).

Figura 51. Refrigerante 227ea.

Figura 52. Diagrama T-s (R227ea).

Figura 53. Curva η_{Ciclo} -P1 (R227ea).

Figura 54. Refrigerante R600a.

Figura 55. Diagrama T-s (R600a).

Figura 56. Curva η_{Ciclo} -P1 (R600a).

Figura 57. Refrigerante R245fa.

Figura 58. Diagrama T-s (R245fa).

Figura 59. Curva η_{Ciclo} -P1 (R245fa).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Figura 60. Refrigerante 600.

Figura 61. Diagrama T-s (R600).

Figura 62. Curva η_{Ciclo} -P1 (R600).

Figura 63. Comparación de rendimientos de los fluidos de trabajo.

Figura 64. Curvas rendimiento-P1 en Fluidos húmedos.

Figura 65. Curvas rendimiento-P1 en Fluidos isoentrópicos.

Figura 66. Curvas rendimiento-P1 en Fluidos secos.

Figura 67. Comparación de potencias máximas de los fluidos de trabajo.

Figura 68. Comparación de GWP de los fluidos de trabajo.

Figura 69. Comparación de ODP de los fluidos de trabajo.

Figura 70. Comparación de Exergía Perdida de los fluidos de trabajo.

Figura 71. Unidad de condensación.

Figura 72. Unidad de bombeo.

Figura 73. Alzado.

Figura 74. Planta.

Figura 75. Perfil.

ACRÓNIMOS

Am: Área de la maestra.

B: Manga.

Cb: Coeficiente de bloque.

Cf: Coeficiente de formas.

CFC: Clorofluorocarbonos

Cm: Coeficiente de la maestra.

Cp: Coeficiente prismático.

DE: Motor Diesel.

EPA: Agencia de Protección Medioambiental.

Fn: Número de Froude.

GT: Arqueo Buto.

GWP: Potencial de calentamiento global.

HFC: Hidrofluorocarburoso.

HCFC: Hidroclorofluorocarburos.

HFO: Hidrofluoroolefinas.

Lcm: Longitud de la cámara de máquinas.

Lpr: Perpendicular de proa.

Lpp: Perpendicular de popa.

Lt: Eslora Total.

T: Calado.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

CAPÍTULO 1

DIMENSIONAMIENTO DEL BUQUE

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

1.1 Introducción

Para poder realizar correctamente un primer dimensionamiento general del buque, se debe tener en cuenta las condiciones impuestas por reglamentos de sociedades de clasificación.

Cuanto mejor sea la aproximación inicial, menos parámetros habrá que modificar posteriormente, lo que se traduce en un ahorro de tiempo considerable al estar la primera estimación próxima a la definitiva.

Para lograr esto, una buena opción es establecer una base de datos con buques similares ya construidos, para obtener características adecuadas para el buque a dimensionar por medio de regresiones lineales. Posteriormente, se comprobarán las dimensiones para ver si con ellas se pueden cumplir los reglamentos y comenzar con la disposición de espacios de máquinas, carga, mamparos, etc.

Como datos de partida, se establecen dos características del buque a dimensionar, con el fin de acotar las variables a calcular y tener un punto de partida para el dimensionamiento, los cuales vienen definidos en la Tabla 1.

Tabla 1. Datos de partida del buque.

TEU's	VELOCIDAD (kn)
2500	22

1.2 Base de datos

Se han elegido una serie de barcos que servirán como base de datos, siendo el buque base el Nodisabella:

Tabla 2. Base de datos.

	Frisia Oslo	Frisia Hannover	Frisia Bonn	Seaboard Ranger
Lt (m)	222,15	207,04	189,5	147,85
Lpp (m)	210	196,7	178	141,37
Manga (m)	30	29,8	27,6	23,25
Puntal (m)	16,8	16,4	16,5	11,5
Calado (m)	12	11,4	11,35	8,8
Peso muerto (T)	39269	33742	28632	13684
TEUs	2.824	2.478	1.970	1.100
GT	27779	25406	21842	9948
Velocidad (Kn)	23	22,5	21	19,6
Potencia (Kw)	25170	21770	18080	9730
Año	2007	2006	2009	2009

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 3. Base de datos.

	Hammonia Palatium	Jacob	Elafonisos	Nodisabella
Lt (m)	208	196,9	208,3	195
Lpp (m)	200,1	188,3	197,1	185
Manga (m)	30	27,8	29,8	32,2
Puntal (m)	16,5	16	16,4	17,5
Calado (m)	12	11	11,4	11,5
Peso muerto (T)	34304	24227	33843	35586
TEUs	2.546	1.850	2.524	2500
GT	25360	21932	25705	28316
Velocidad (Kn)	22	23	22	19
Potencia (Kw)	20030	20600	18810	16080
Año	2006	2006	1999	2016

Tabla 4. Base de datos.

	Vega Azurit	E.R. Elsfleth	Hoheweg
Lt (m)	148	212	138,13
Lpp (m)	140,3	206,4	129
Manga (m)	23,25	30	22,6
Puntal (m)	11,5	16,5	11,8
Calado (m)	8,8	11,4	8,8
Peso muerto (T)	13684	33800	11797,8
TEUs	1118	2496	970
GT	9957	27322	9996
Velocidad (Kn)	19,6	22,2	18
Potencia (Kw)	9730	20560	9600
Año	2008	2003	2008

1.3 Estimación de las características principales

Con la base de datos establecida, se buscan relaciones coherentes entre dos características, obteniendo la ecuación de la recta de regresión, aceptando aquellas cuya R^2 sea igual o superior a 0,8.

1.3.1 Cálculo de la Eslora total

Se toman todas las esloras totales de cada buque con sus respectivas velocidades y TEUs:

Tabla 5. Datos Eslora total - velocidad.

Eslora total (m)	Velocidad (Kn)
222,15	23
207,04	22,5
189,5	21
147,85	19,6
208	22
196,9	23
208,3	22
195	19
148	19,6
212	22,2
138,13	18

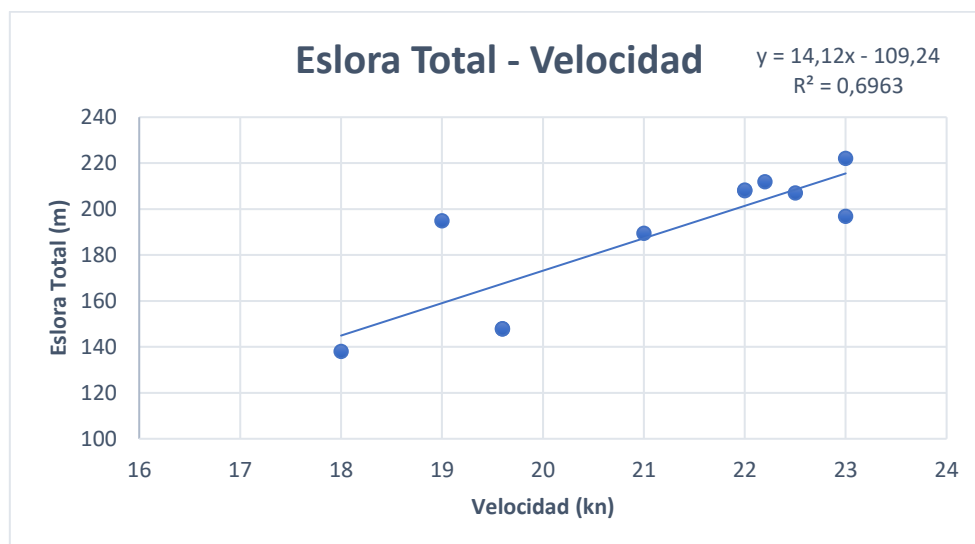


Figura 1. Regresión lineal Eslora total – Velocidad.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Los cálculos de la regresión lineal indican que $R^2 < 0,8$ como se aprecia la Figura 1, por lo que, la relación entre Eslora total y Velocidad no es coherente, por tanto, no es aceptable para el cálculo.

Tabla 6. Datos Eslora total y TEUs.

Eslora total (m)	TEUS
222,15	2824
207,04	2478
189,5	1970
147,85	1100
208	2546
196,9	1850
208,3	2524
195	2500
148	1118
212	2496
138,13	970

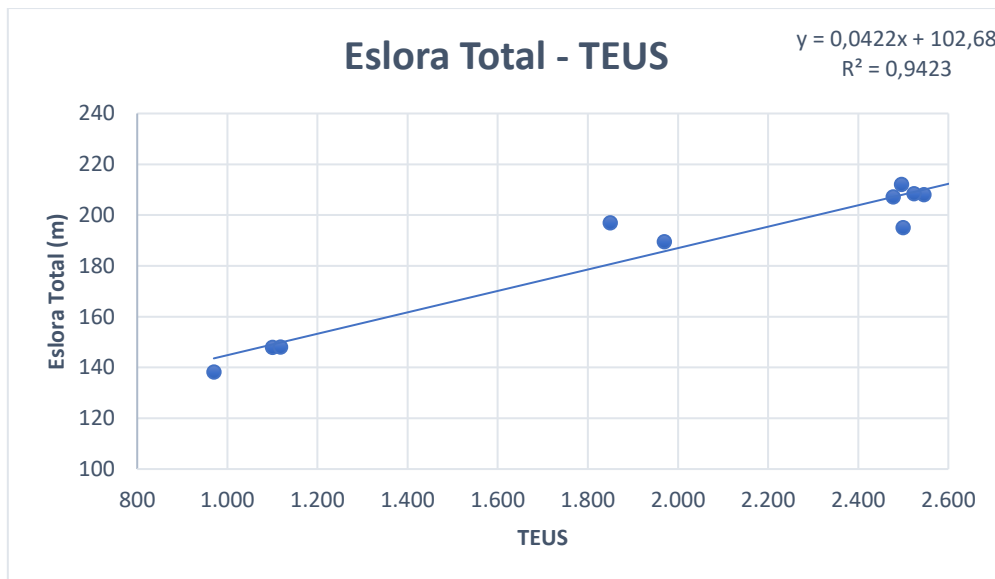


Figura 2. Regresión lineal Eslora total – TEUs.

Según la recta de regresión mostrada en la Figura 2, $R^2 > 0,8$ por lo que la relación entre estas dos características es aceptable para el cálculo. Para 2.500 TEUs corresponde:

Eslora Total (m)	TEU's
208,18	2500

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

La eslora total del buque base seleccionado:

Buque Base	Eslora Total (m)
Nodisabella	195

Teniendo en cuenta que la Eslora total calculada mediante la regresión lineal y la Eslora total del buque base son distintas, se establece una media que será una estimación de la Eslora total del barco a dimensionar.

Media de la Eslora Total (m)	201,5
------------------------------	-------

1.3.2 Cálculo de la Manga

Partiendo de la base de datos y de las características del buque base, calculo la recta de regresión que relaciona la Manga y la Eslora total:

Tabla 7. Datos Eslora total y Manga.

Manga (m)	Lt (m)
30	222,15
29,8	207,04
27,6	189,5
23,25	147,85
30	208
27,8	196,9
29,8	208,3
32,2	195
23,25	148
30	212
22,6	138,13

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

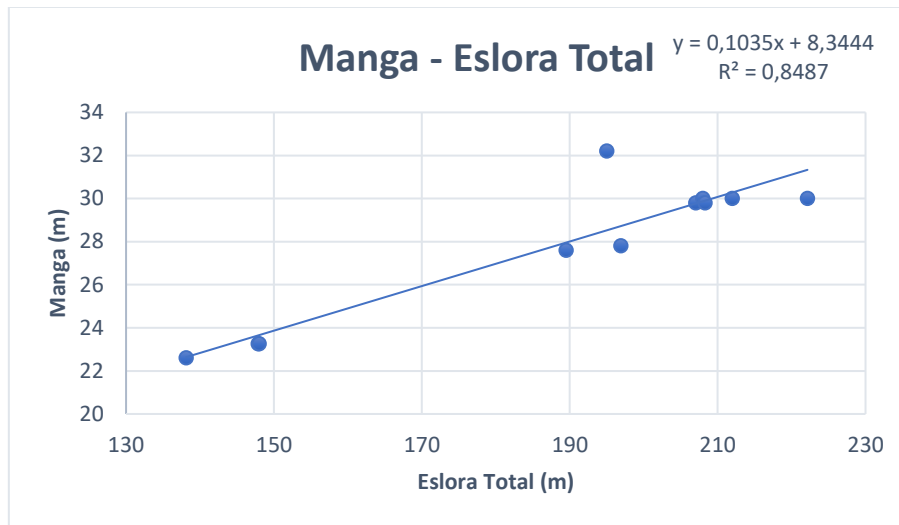


Figura 3. Regresión lineal Eslora total – Manga.

Como se puede apreciar en la Figura 3., la dispersión de los puntos genera una recta de regresión cuya $R^2=0,8487$, por lo que la relación es aceptable a efectos de la estimación de la manga del barco que se está dimensionando. Sustituyendo en la ecuación de la recta, se obtiene:

Manga (m)	Eslora Total (m)
29,2	201,5

Así mismo, se ha establecido otra relación entre la Manga y los TEUs:

Tabla 8. Datos Manga y TEUs.

Manga (m)	TEUs
30	2.824
29,8	2.478
27,6	1.970
23,25	1.100
30	2.546
27,8	1.850
29,8	2.524
32,2	2500
23,25	1.118
30	2.496
22,6	970

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

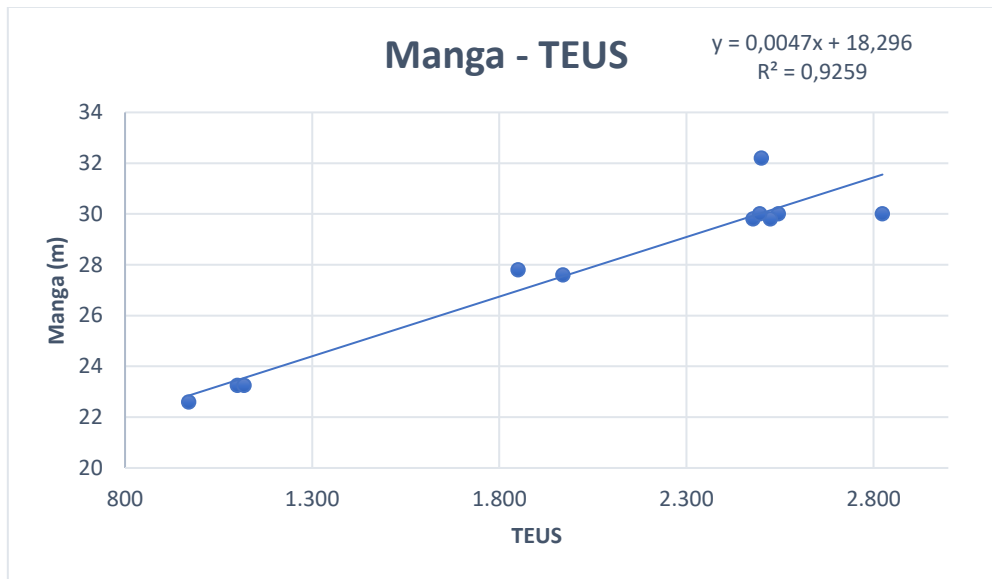


Figura 4. Regresión lineal Manga – TEUs.

Según la ecuación de la recta de regresión, para 2500 TEUs:

Manga (m)	TEUS
30,046	2500

La Manga del buque base:

Buque Base	Manga (m)
Nodisabella	32,2

Partiendo de que la Manga estimada mediante las regresiones lineales y la Manga del buque base son distintas, se establece una media que será una estimación de la Manga del barco a dimensionar.

Media de la Manga (m)	30,5
-----------------------	------

1.3.3 Cálculo del Puntal

Partiendo de la base de datos y de las características del buque base, se calcula la recta de regresión que relaciona la Manga y el Puntal:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 9. Datos Puntal y Manga.

Puntal (m)	Manga (m)
16,8	30
16,4	29,8
16,5	27,6
11,5	23,25
16,5	30
16	27,8
16,4	29,8
17,5	32,2
11,5	23,25
16,5	30
11,8	22,6

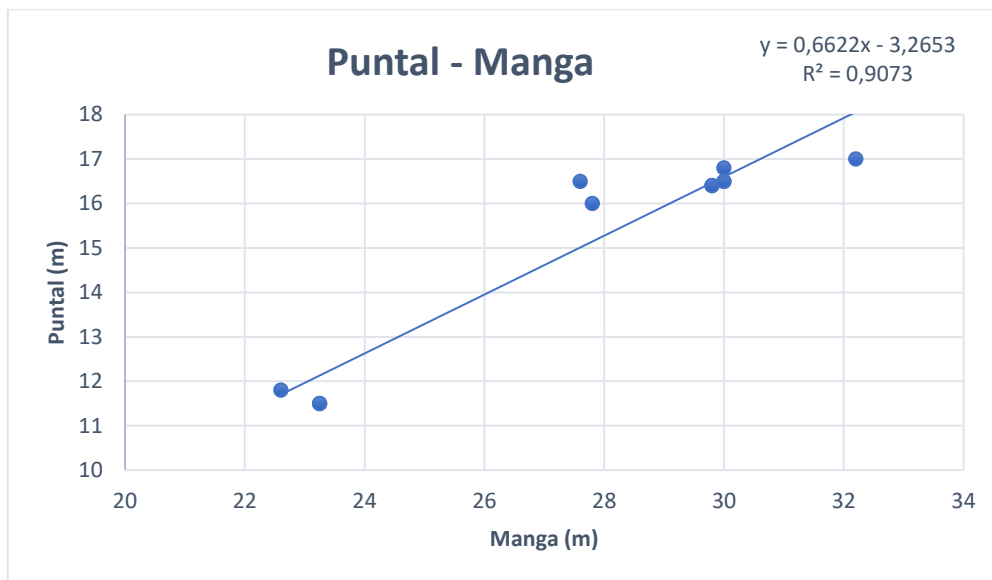


Figura 5. Regresión lineal Puntal – Manga.

Tal y como se ve en la Figura 5., se genera una recta de regresión cuya $R^2=0,9073$, por lo que la relación es aceptable a efectos de la estimación del puntal del barco que se está dimensionando. Sustituyendo en la ecuación de la recta, la manga estimada en el apartado anterior, se obtiene:

Puntal (m)	Manga (m)
16,9	30,5

Así mismo, se ha establecido otra relación entre el Puntal y los TEUs:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 10. Datos Puntal y TEUs.

Puntal (m)	TEUs
16,8	2.824
16,4	2.478
16,5	1.970
11,5	1.100
16,5	2.546
16	1.850
16,4	2.524
17,5	2500
11,5	1.118
16,5	2.496
11,8	970

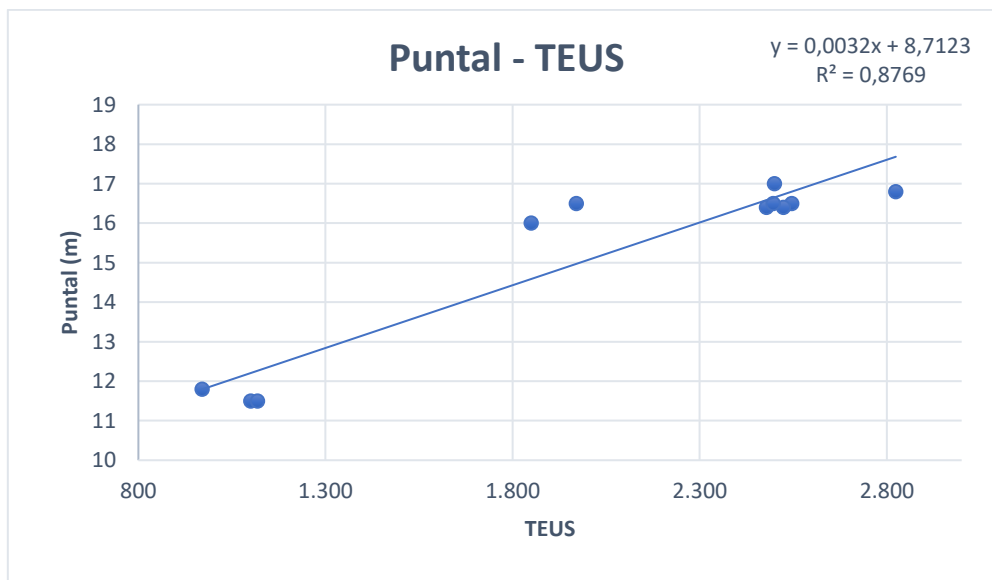


Figura 6. Regresión lineal Manga – TEUs.

La relación entre Puntal-TEUs se puede considerar ya que la $R^2=0,8769$.

Según la ecuación de la recta de regresión, para 2500 TEU, se obtiene un Puntal de:

Puntal (m)	TEUS
16,7123	2500

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

El Puntal del buque base:

Buque Base	Puntal (m)
Nodisabella	17,5

Como el Puntal estimado mediante las regresiones lineales y el Puntal del buque base son distintos, se establece una media que será una estimación del Puntal del barco a dimensionar.

Media del Puntal (m)	17,11
----------------------	-------

1.3.4 Cálculo del Calado

Se obtiene una nueva relación entre Calado-Puntal, buscando que la relación sea coherente y, por tanto, que la regresión calculada sirva para la estimación del Calado.

Tabla 11. Datos Calado-Puntal.

Calado (m)	Puntal (m)
12	16,8
11,4	16,4
11,35	16,5
8,8	11,5
12	16,5
11	16
11,4	16,4
11,5	17,5
8,8	11,5
11,4	16,5
8,8	11,8

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

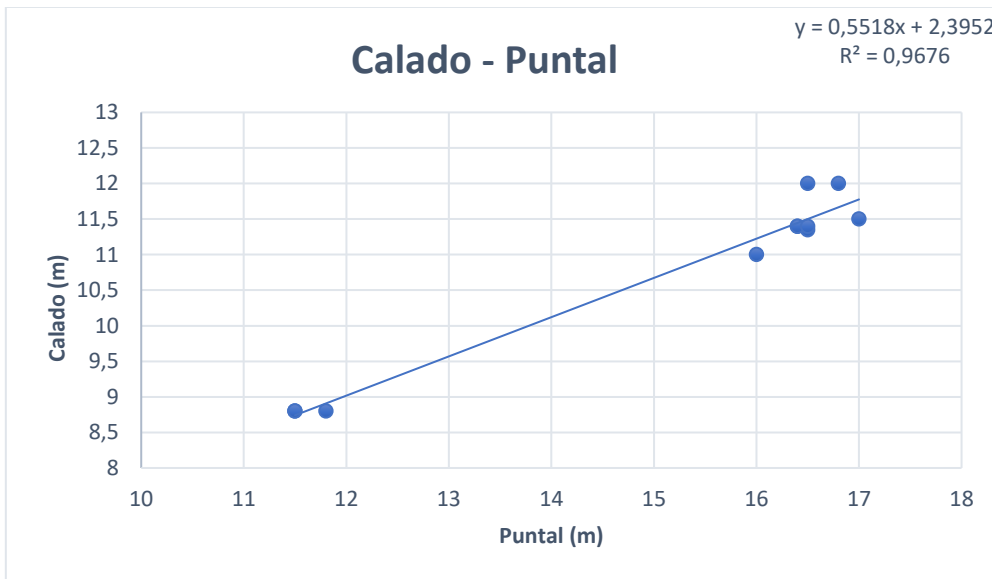


Figura 7. Regresión lineal Puntal-Manga.

Como la $R^2=0,9676$, esta relación es válida para la estimación del calado. Según la recta de regresión:

Calado (m)	Puntal (m)
11,7	16,9

También se establece una recta de regresión entre Calado-TEUs:

Tabla 12. Datos Calado-TEUs.

Calado (m)	TEUs
12	2.824
11,4	2.478
11,35	1.970
8,8	1.100
12	2.546
11	1.850
11,4	2.524
11,5	2500
8,8	1.118
11,4	2.496
8,8	970

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

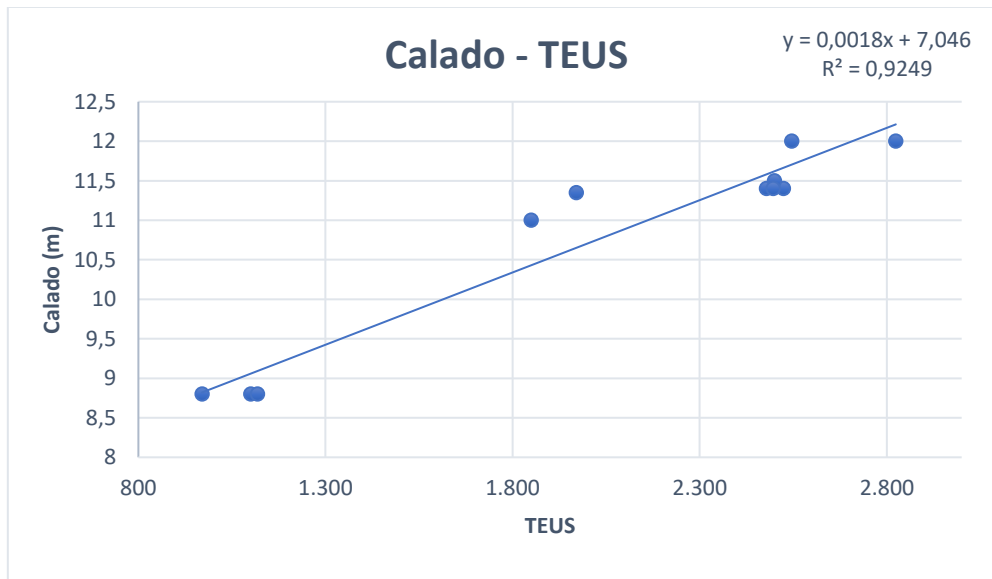


Figura 8. Regresión lineal Calado-TEUs.

Dicha regresión, también se considera válida ya que $R^2 > 0,9249$. Para 2500 TEUs:

Calado (m)	TEUS
11,546	2500

El buque base que se toma como referencia para la estimación del calado:

Buque Base	Calado (m)
Nodisabella	11,5

Para la estimación del calado del buque a dimensionar, se toma una media de los calados calculados previamente:

Media del Calado (m)	11,6
----------------------	------

1.3.5 Cálculo de la Eslora entre perpendiculares

Partiendo de la base de datos y de las características del buque base, calculo la recta de regresión que relaciona la Manga y la Eslora total:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 13. Datos Eslora entre perpendiculares y Velocidad.

Lpp (m)	Velocidad (Kn)
210	23
196,7	22,5
178	21
141,37	19,6
200,1	22
188,3	23
197,1	22
185	19
140,3	19,6
206,4	22,2
129	18

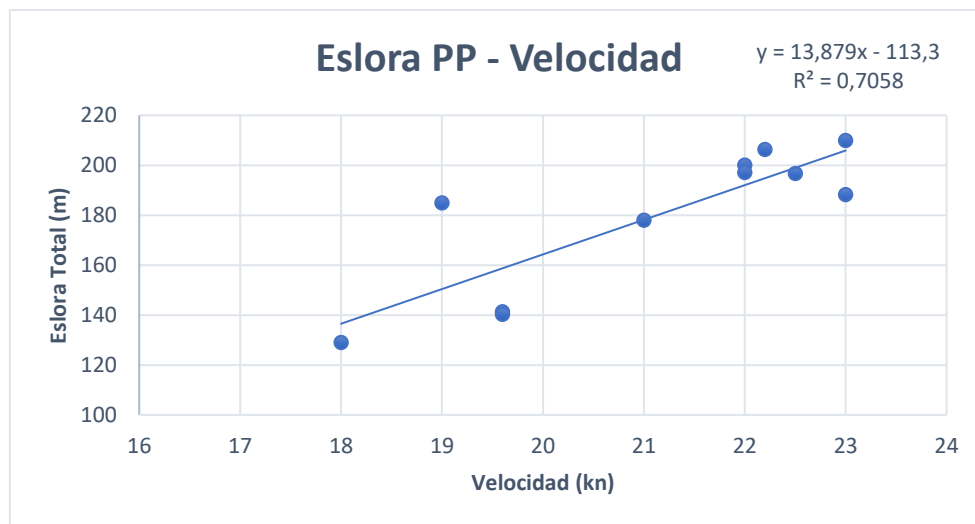


Figura 9. Recta de regresión Eslora PP – Velocidad

Como se puede apreciar en la Figura 9., la dispersión de los puntos genera una recta de regresión cuya $R^2=0,7058$, por lo que la relación no es aceptable a efectos de la estimación de la Eslora PP del barco que se está dimensionando. Sustituyendo en la ecuación de la recta, se obtiene:

Lpp (m)	Velocidad (kn)
192.038	22

Así mismo, se ha establecido otra relación entre la Eslora PP y los TEUs:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 14 Datos Eslora PP – TEUs.

Lpp (m)	TEUs
210	2.824
196,7	2.478
178	1.970
141,37	1.100
200,1	2.546
188,3	1.850
197,1	2.524
185	2500
140,3	1.118
206,4	2.496
129	970

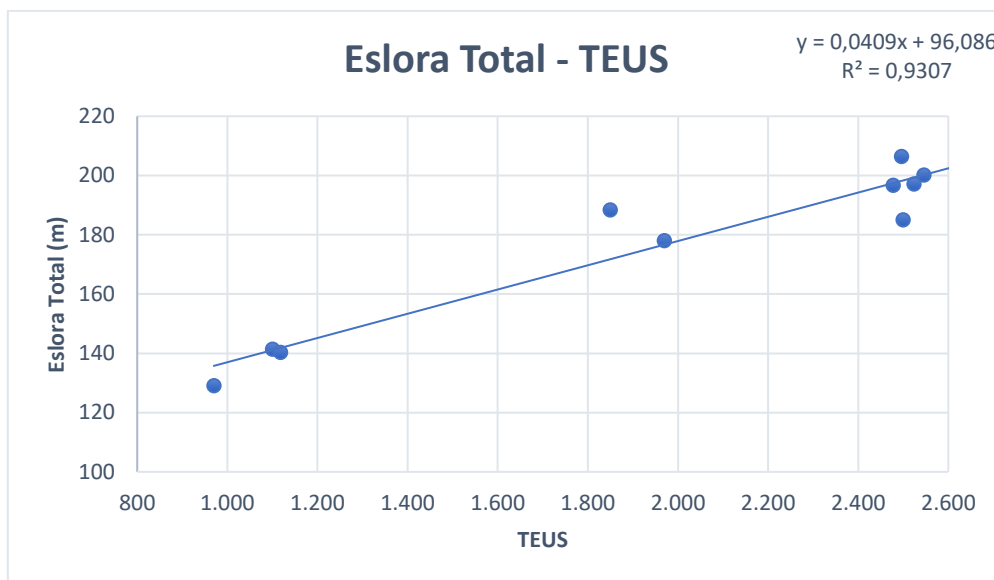


Figura 10. Recta de regresión Eslora PP – TEUs

Según la ecuación de la recta de regresión, para 2500 TEUs:

Lpp (m)	TEUs
195,3	2500

La Eslora PP del buque base:

Buque Base	Eslora PP (m)
Nodisabella	185

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Partiendo de que la Eslora PP estimada mediante las regresiones lineales y la Eslora PP del buque base son distintas, se calcula una media que será una estimación de la Eslora PP del barco a dimensionar.

Media de la Eslora PP (m)	190,791
---------------------------	---------

1.4 Cálculo de los coeficientes

En este apartado, se procederá al cálculo de los distintos parámetros que nos servirán para definir mejor las dimensiones y formas del buque.

1.4.1 Coeficiente de bloque

Se calcula a partir de la fórmula establecida para la estimación del coeficiente de bloque de Schneekluth:

$$Cb = \left(\frac{0,14}{Fn}\right) * \left(\left(\frac{Lpp}{B}\right) + 20\right) / 26$$

Como todos los buques usados en la base de datos están comprendidos en el rango del número de Froude (Fn) de $0,14 < Fn < 0,32$, se puede dar por válida la estimación utilizada. Este Fn se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Fn = \frac{V(nudos) * 0,51445}{\sqrt{9,81 * Lpp}}$$

Tabla 15. Número de Froude (Fn) de la base de datos

	Fn
Frisia Oslo	0,261
Frisia Hannover	0,264
Frisia Bonn	0,259
Seaboard Ranger	0,271
Hammonia Palatium	0,255
Jacob	0,275
Elafonisos	0,257
Nodisabella	0,229
Vega Azurit	0,272
E.R. Elsfleth	0,254
Hoheweg	0,260

Para cada barco de la base de datos se calcula el coeficiente de bloque según la fórmula de Schneekluth.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 16. Coeficiente de bloque de la base de datos

	Cb (Schneekluth)
Frisia Oslo	0,56
Frisia Hannover	0,54
Frisia Bonn	0,55
Seaboard Ranger	0,52
Hammonia Palatium	0,56
Jacob	0,52
Elafonisos	0,56
Nodisabella	0,60
Vega Azurit	0,52
E.R. Elsfleth	0,57
Hoheweg	0,53

Teniendo en cuenta la relación existente entre el Cb y el Fn, se establece una regresión lineal para estimar el Cb del buque que se está dimensionando:

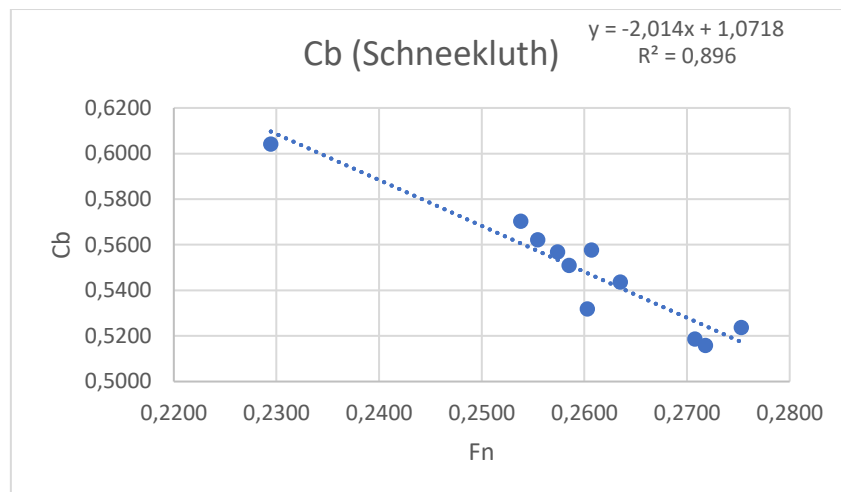


Figura 11. Recta de regresión Cb – Fn

Como $R^2=0,896$, la relación es coherente por lo que se considera válida a efectos de la estimación del Cb. Sustituyendo en la recta de regresión:

Cb	Fn
0,545	0,26

El buque base seleccionado tiene como Cb:

Buque Base	Cb
Nodisabella	0,604

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Como los Cb estimados no son iguales, se hace una media de los resultados:

Media del Cb	0,575
--------------	-------

1.4.2 Coeficiente de la sección media

La fórmula que se usará para la estimación del coeficiente de la sección media, relaciona el coeficiente de la sección media con el coeficiente de bloque o con el número de Froude. Los valores típicos de la sección media oscilan entre 0,75 y 0,98, aunque pueden llegar a 0,67 y 0,99.

$$C_M = 1 - 2 * Fn^4$$

Para cada barco de la base de datos se calcula el coeficiente de la sección media, en función del Fn calculado previamente:

Tabla 17. Coeficiente de la sección media de la base de datos

	Cm(J. Torroja)
Frisia Oslo	0,9908
Frisia Hannover	0,9904
Frisia Bonn	0,9911
Seaboard Ranger	0,9893
Hammonia Palatium	0,9915
Jacob	0,9885
Elafonisos	0,9912
Nodisabella	0,9945
Vega Azurit	0,9891
E.R. Elsfleth	0,9917
Hoheweg	0,9908

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

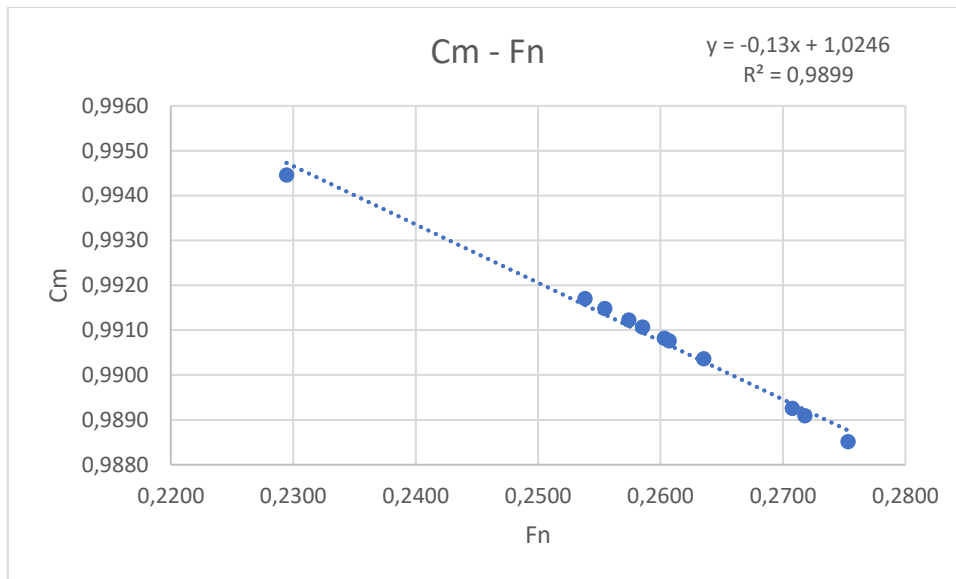


Figura 12. Recta de regresión Cm – Fn

Según la ecuación de la recta de regresión, para Fn=0.26:

Cm	Fn
0,991	0,26

El Cm del buque base:

Buque Base	Cm
Nodisabella	0,99

Partiendo de que el coeficiente Cm estimado mediante la regresión lineal y el del buque base son distintos, establezco una media que será una estimación del coeficiente Cm del barco a dimensionar.

Media del Cm	0,99
--------------	------

El coeficiente de la sección media se define como la relación entre la sección sumergida de esa sección media y el producto de la manga en la flotación por el calado. De esta forma, se puede calcular el área de la sección media:

$$Am = Cm * B * T$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 18. Área de la maestra de la base de datos.

	Am (m2)
Frisa Oslo	356,67
Frisa Hannover	336,44
Frisa Bonn	310,46
Seaboard Ranger	202,40
Hammonia Palatium	356,93
Jacov	302,29
Elafonisos	336,74
Nodisabella	368,25
Vega Azurit	202,37
E.R. Elsfleth	339,16
Hoheweg	197,05

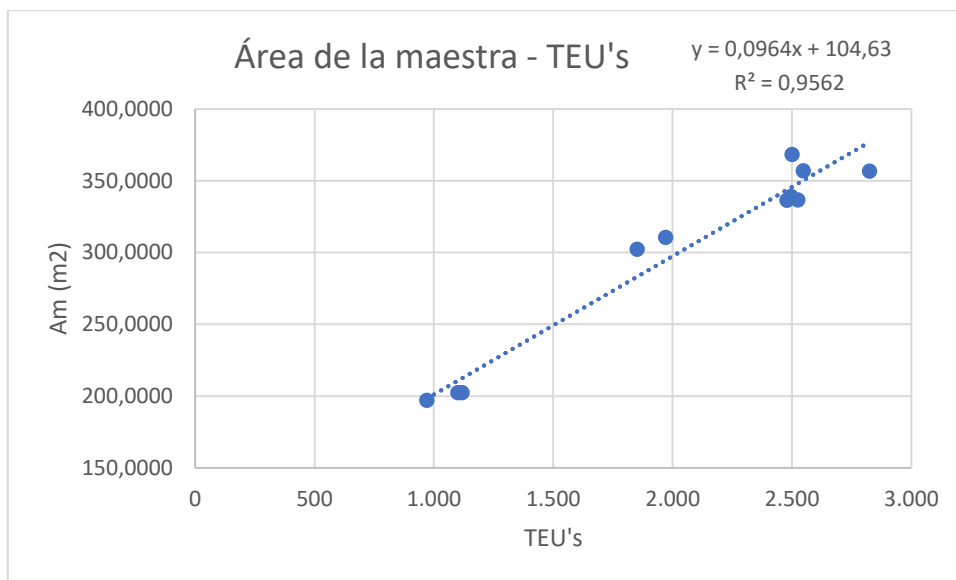


Figura 13. Recta de regresión Am – TEU's

Tal y como se puede apreciar en la Figura 13., la recta de regresión tiene una $R^2 > 0,8$ por tanto, es válida para la estimación del Área de la maestra. Sustituyendo los 2500 TEU's en la ecuación de la recta, se obtiene:

Am (m2)	TEU's
345,630	2500

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Además, se tiene en cuenta el Am del buque base para el cálculo:

Buque Base	Am (m2)
Nodisabella	368,25

Como hay una diferencia considerable entre el Am calculado mediante la recta de regresión y el Am del buque base, establezco una media entre ambos valores:

Media del Am (m2)	356,94
-------------------	--------

1.4.3 Coeficiente prismático

El coeficiente prismático puede calcularse fácilmente una vez calculados los coeficientes de bloque y de la maestra, del buque proyecto:

$$Cp = \frac{Cb}{cm}$$

Cp	0,550
----	-------

1.4.4 Coeficiente de la Flotación

El coeficiente de la flotación tiene gran influencia sobre la estabilidad y alguna influencia sobre la resistencia hidrodinámica. Valores pequeños del coeficiente de bloque inducen valores menores de CB/CF. Los valores típicos de este coeficiente varían entre 0,67 y 0,87. Una vez calculados el resto de los coeficientes, el coeficiente de la flotación queda condicionado, por lo que se puede calcular en función del resto de los coeficientes [1].

Teniendo en cuenta la influencia de coeficiente sobre la resistencia hidrodinámica y la estabilidad inicial, se define la fórmula de SCHNEEKLUTH:

$$Cf = \frac{(1+2*Cb)}{3}$$

Cf	0,716
----	-------

1.5 Cálculo de potencia a instalar

Para el cálculo de la potencia se ha seguido el mismo procedimiento. Represento la potencia en función del número de TEU's y la velocidad, ya que cuanto mayor sea la cantidad de carga a transportar, mayor potencia necesitará para su desplazamiento.

Tabla 49. Datos lineal Velocidad - Potencia

Velocidad (Kn)	Potencia (kW)
23	25170
22,5	21770
21	18080
19,6	9730
22	20030
23	20600
22	18810
19	16080
19,6	9730
22,2	20560
18	9600

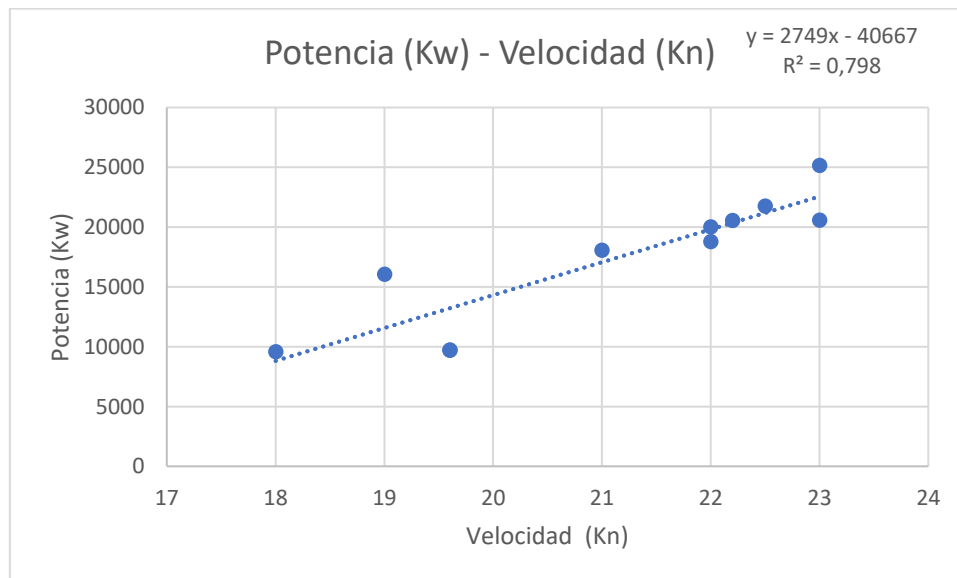


Figura 14. Regresión lineal Potencia - Velocidad.

Tal y como se ve en la Figura 14., se genera una recta de regresión cuya $R^2=0,798$ (siendo muy aproximado a 0,8), por lo que, la relación se puede considerar aceptable a efectos de la estimación de la Potencia instalada en el barco que se está dimensionando. Sustituyendo en la ecuación de la recta, la velocidad de proyecto (22 Kn), se obtiene:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Potencia (kW)	Velocidad (kn)
19811	22

Ahora se calcula mediante otra regresión lineal, la relación entre la capacidad en TEU's y la potencia a instalar:

Tabla 20. Datos lineal TEU's - Potencia

TEUs	Potencia (kW)
2.824	25170
2.478	21770
1.970	18080
1.100	9730
2.546	20030
1.850	20600
2.524	18810
2500	16080
1.118	9730
2.496	20560
970	9600

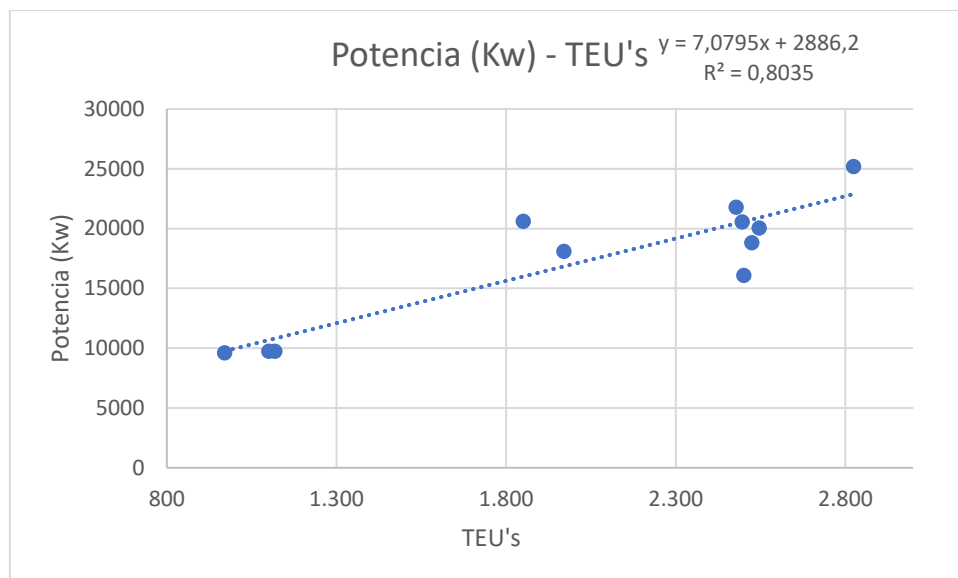


Figura 15. Regresión lineal Potencia – TEU's.

Como el valor de $R=0,8035$, es aceptable la relación, por tanto, se sustituye en la ecuación:

Potencia (kW)	TEU's
20584,95	2500

Considerando también la potencial instalada en el buque base:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Buque Base	Potencia (kW)
Nodisabella	16080

Estableciendo una media entre los valores calculados, obtenemos una potencia mínima a instalar aproximada:

Media de la Potencia (kW)	18825
---------------------------	-------

1.6 Estimación del Volumen de Carena y Desplazamiento

Una vez calculadas todas las características principales y coeficientes, se puede hacer una primera estimación del desplazamiento del buque proyecto. El coeficiente de bloque es la relación entre el volumen desplazado y el volumen del paralelepípedo cuyos lados son la eslora, la manga y el calado.

De esta forma, podemos deducir el volumen de carena correspondiente:

$$V = Cb * Lpp * B * T$$

Para cada buque de la base de datos se puede estimar su volumen de carena, mediante la fórmula anterior:

Tabla 21. Datos Volumen de Carena.

	Volumen de Carena (m3)
Frisia Oslo	42161
Frisia Hannover	36323
Frisia Bonn	30717
Seaboard Ranger	15002
Hammonia Palatium	40497
Jacob	30153
Elafonisos	37281
Nodisabella	41391
Vega Azurit	14806
E.R. Elsfleth	40254
Hoheweg	13643

Se realiza una recta de regresión para calcular el volumen de carena del buque proyecto, en función de los TEU's:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

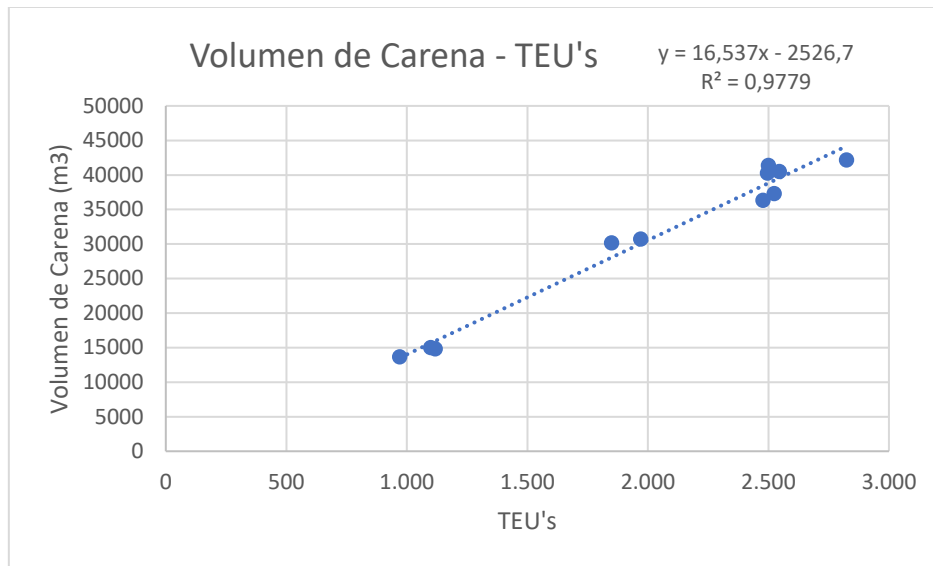


Figura 16. Regresión lineal Volumen de carena – TEU's.

Al tener $R^2 = 0.9779$, la relación entre estas variables es buena. Sustituyendo en la ecuación:

TEU's	Volumen de Carena (m3)
2500	38816

El buque base tiene el siguiente volumen de carena:

Buque Base	Volumen de Carena (m3)
Nodisabella	41391

Estableciendo una media entre estos dos valores:

Media del Volumen de Carena (m3)	40103
----------------------------------	-------

El buque navegará en agua con $\gamma = 1.025 \text{ Tn}/\text{m}^3$, por tanto, el desplazamiento quedaría:

$$\text{Desplazamiento} = \text{Volumen de Carena} * \gamma$$

Volumen de Carena (m3)	40103
Densidad del agua (T/m3)	1,025
Desplazamiento (T)	41106

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Hay que tener presente que este valor es una primera aproximación y que en las siguientes fases del proyecto puede modificarse.

El cálculo del Peso muerto se puede estimar mediante una regresión lineal que relacione el número de TEU's y el Peso muerto:

Tabla 22. Datos Peso Muerto - TEU's.

Peso Muerto (T)	TEUS
39269	2.824
33742	2.478
28632	1.970
13684	1.100
34304	2.546
24227	1.850
33843	2.524
35586	2500
13684	1.118
33800	2.496
11798	970

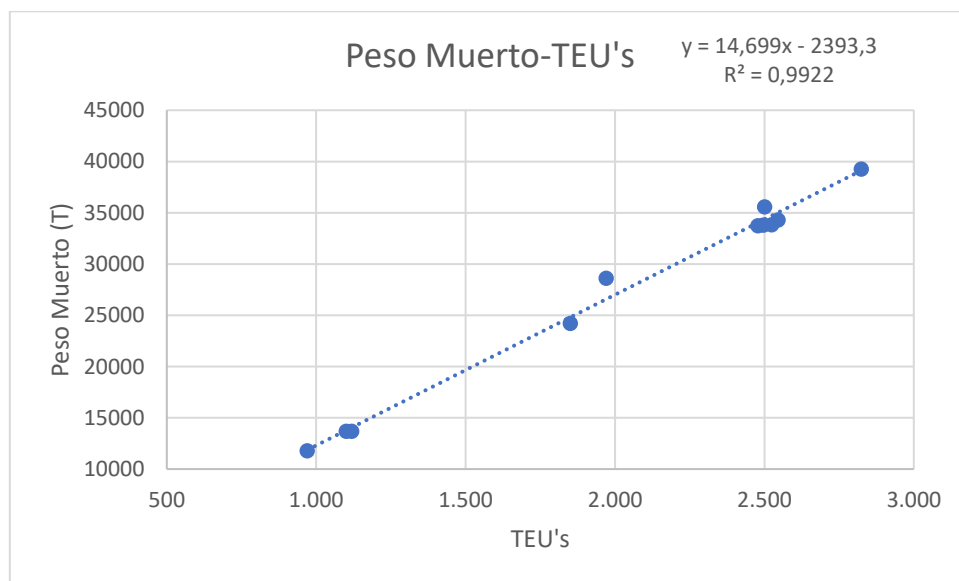


Figura 17. Recta de regresión Peso Muerto – TEU's

Sustituyendo en la ecuación de la recta de regresión, para 2.500 TEU's se obtiene:

Peso Muerto (T)	TEUS
34354	2500

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Para el buque base se obtiene:

Buque Base	Peso Muerto (t)
Nodisabella	35586

Se establece una media del valor de la recta de regresión y el valor del Peso Muerto del buque base.

Media del Peso Muerto (T)	34970
---------------------------	-------

Una vez calculado el desplazamiento del buque y el Peso Muerto, se puede calcular el Peso en Rosca:

$$\text{Peso en Rosca} = \text{Desplazamiento} - \text{Peso Muerto}$$

Peso en Rosca (T)	6136
-------------------	------

Ya se tienen calculadas las principales características del buque, las cuales se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 23. Características principales del buque proyectado.

Datos del buque	
Eslora Total (m)	201,5
Manga (m)	30,5
Puntal (m)	17,1
Calado (m)	11,6
Eslora PP (m)	190,8
Peso Muerto (t)	34970
TEUs	2500
Velocidad (Kn)	22
Potencia (Kw)	18825
Año	2020
Fn	0,26
Cb	0,57
Cm	0,991
Am (m ²)	356,94
Cp	0,55
Cf (Schneekluth)	0,72
Volumen de Carena	40103
Densidad del agua (T/m ³)	1,025
Desplazamiento (T)	41106
Peso en Rosca (T)	6136

1.7 Dimensionamiento de los espacios principales del buque

En este apartado, se van a dimensionar los principales espacios del buque en función de las principales características calculadas en los apartados anteriores.

1.7.1 Número de mamparos estancos

Según las sociedades de clasificación los buques deben estar divididos en un número determinado de mamparos estancos, es decir, impermeables al agua, con el objetivo de que cualquier tipo de vía de agua producida por colisión u otro motivo, no produzca la inundación completa del buque, si no que sea una única zona delimitada entre estos mamparos la que se inunde y así garantizar la seguridad del buque.

Como mínimo un barco debe disponer de 4 mamparos estancos: pique de popa, a popa y a proa de cámara de máquinas y pique de proa. Si la cámara de máquinas (CM) va a popa, como suele ocurrir en buques mercantes y como sucede en este caso, el mamparo de colisión del pique de popa puede hacerse coincidir con el de popa de cámara de máquinas, ahorrándonos un mamparo estanco.

Tomando como referencia el reglamento del DNV, Capítulo 2, parte, sección 2, punto 1.1.4, tabla 1, el cual especifica que el número mínimo de mamparos estancos que debe llevar un buque con un rango de eslora $190 < L < 225$ (como es el caso del buque que se está proyectando), debe tener 10 mamparos estancos. En este caso, se dispondrá de 9 mamparos ya que el mamparo de pique de popa y el mamparo a popa de Cámara de máquinas coinciden.

1.7.2 Cámara de máquinas.

Para la estimación de la longitud de este espacio, se tienen en cuenta la potencia instalada y las dimensiones del buque, en especial de la eslora. El cálculo de potencia previo a la selección del motor a instalar en el buque, se realizó mediante regresiones lineales ya que se está calculando una primera estimación (no tendremos en cuenta factores como la resistencia), dando como resultado la selección del motor MAN Diesel & Turbo Motor Diesel 7L70 MC de baja velocidad de dos tiempos, con siete cilindros de 70 cm diámetro cada uno, con potencia máxima continua de 20 MW.

Este motor se ha elegido en base a los datos suministrados por Ulrik Larsen et al [2], en el cual se proporciona las características del funcionamiento del motor, que serán de vital importancia para siguientes fases del proyecto.

Tabla 24. Dimensiones del motor instalado.

Dimensiones del motor	
Potencia (MW)	20
Peso (t)	720
Longitud (m)	12,61
Ancho (m)	7,96
Altura (m)	15,35

No es posible definir con precisión la longitud del espacio de cámara de máquinas, pudiendo hacerse tan solo una estimación basada en buques similares. Al tratarse de un motor propulsor diesel en buque mercante, pueden utilizarse una serie de fórmulas para su dimensionamiento en función de la longitud del motor principal o de la potencia instalada. En este caso se tendrá en cuenta solo en función de la longitud del motor principal [3]:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$L_{cm} = c_{11} * L_{mp}$$

Donde c_{11} varía entre 2,2 y 3,5, tomando como valor promedio 2,6.

Lcm (m)	32,8
---------	------

Este valor es una aproximación, dado que los refuerzos en CM están espaciados 650mm en el sentido longitudinal, se selecciona un valor de $L_{cm} = 33.15$ m para que los mamparos estancos a proa y popa de CM coincidan con la situación de los refuerzos.

1.7.3 Espacios de Pique de proa y Pique de popa.

El mamparo de colisión en proa tiene que estar situado entre una distancia mínima y máxima de la perpendicular de proa (se tiene en cuenta la protuberancia en eslora del bulbo), según [3]. Donde se toma la fórmula para buques con bulbo de proa con $L_{pp} < 200$.

$$\text{Distancia mínima (m)} = 10 - f_2$$

$$\text{Distancia máxima (m)} = 0.08 * L_{pp} - f_2$$

Donde $f_2=3$. De esta forma, las distancias serían:

Distancia mínima (m)	7
Distancia máxima (m)	12,3

La distancia del pique de proa a la perpendicular de proa tendrá que estar comprendida entre 7 y 12,3 m.

No existe reglamentación específica para la longitud del pique de popa. Suele estar situado en el 5,5% de L_{pp} en buques de eslora inferior a 100m y en el 4% de L_{pp} en buques de eslora superior. En este caso, al tener una $L_{pp} > 100$ m, se tomará un valor aproximado al 4% de L_{pp} .

La clara entre cuadernas de estos espacios es de 610 mm. Para hacer coincidir estos mamparos estancos con los refuerzos se seleccionan las posiciones de pique de popa = 7,93 m desde L_{pp} y pique de proa = 7,63 m desde L_{pr} .

1.7.4 Espacio de Cofferdam.

Se dispondrá de un cofferdam a popa del mamparo de colisión de proa, de longitud de 4 claras entre cuadernas correspondiente al espacio de carga, que es de 700mm, quedando un espacio de 2,8 m. Se sitúa aquí por la función que suele tener el pique de proa de tanque de lastre, evitando así la inundación del espacio de carga.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

1.7.5 Tanque de lastre.

Se dispone de un tanque de lastre, situado a proa de la cámara de máquinas de 3.25 m de largo.

1.7.6 Espacio de carga.

Una vez calculados los espacios de: Cámara de máquinas, pique de proa y popa, cofferdam y tanque de lastre, solo queda calcular el espacio disponible para la carga. La longitud total disponible para la carga es:

L espacio de carga (m)	136,04
------------------------	--------

Se ha elegido disponer de 5 bodegas bajo la cubierta principal, con las siguientes dimensiones:

Tabla 25. Dimensiones de las bodegas de carga.

Bodega 1 (m3)	30,25x30,5x17,11
Bodega 2 (m3)	30,40x30,5x17,11
Bodega 3 (m3)	30,40x30,5x17,11
Bodega 4 (m3)	30,40x30,5x17,11
Bodega 5 (m3)	14,59x30,5x17,11

La disposición general se hará para la condición de carga de contenedores, siendo las dimensiones de los contenedores: 6,1 m largo x 2,4 m de ancho x 2,6 m de alto.

El buque se dimensionó para poder transportar un total de 2500 TEU's, aproximadamente. Para cumplir con esta premisa, se hizo la siguiente disposición:

- En las primeras 4 bodegas, se disponen de 4 contenedores en el sentido de la eslora (celdas), 11 contenedores en el sentido de la manga (hileras), 6 contenedores en el sentido del puntal (capas). Se deja un huelgo de 2.05 m en cada banda en el sentido de la manga, con el fin de que los operarios puedan desplazarse. En cada bodega se deja un huelgo de 3 m en el sentido de la eslora para poder abrir y cerrar los contenedores en el caso en que sea necesario.
- En la quinta bodega, se disponen 2 contenedores en el sentido de la eslora (celdas), 9 contenedores en el sentido de la manga (hileras), 6 contenedores en el sentido del puntal (capas). Esto se debe a que las fomas del buque se reducen en proa, dejando menos espacio para la carga.
- Se deja un huelgo de 2.05 m en cada banda en el sentido de la manga, con el fin de que los operarios puedan desplazarse. En cada bodega se deja un huelgo de 3 m en el sentido de la eslora para poder abrir y cerrar los contenedores en el caso en que sea necesario. Estos valores son aproximados, pudiendo cambiar en el caso de que algún reglamento así lo requiera.

Esta disposición bajo la cubierta principal, permite que se puedan transportar un total de 1164 TEU's.

Sobre cubierta, se estibarán los contenedores cumpliendo con la normativa de visibilidad desde el puente de mando, la cual dice que la altura la zona de alojamiento sobre la que se sitúa el puente de

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

gobierno, viene impuesta por la visibilidad de éste. Se recomienda o se exige, que la zona oculta para el timonel mirando a proa no supere una eslora y media o dos esloras del buque [3].

De esta forma, se puede estibar un total de 1374 TEU's sobre cubierta, haciendo un total de 2538 TEU's, cumpliendo con el dato de partida de poder estibar 2500 TEU.

Una vez terminadas las primeras aproximaciones, se ha realizado un esquema de la disposición de la carga que se recoge en el Anexo 1.

CAPÍTULO 2: CICLO RANKINE ORGÁNICO

2.1 Introducción a los ciclos ORC

Debido al aumento del coste del combustible, la disminución de los suministros de petróleo y regulaciones por contaminación más estrictas, tanto los gobiernos como las industrias navales tienden a buscar una mayor eficiencia de los motores. Además, el desarrollo de la tecnología provoca que el consumo de energía aumente rápidamente, por lo que actualmente existe una enorme motivación en el sector marítimo por aumentar la eficiencia energética del sistema propulsivo.

Entre las distintas tecnologías que se han desarrollado para aumentar la eficiencia energética, este trabajo se centrará en el Ciclo Rankine Orgánico (ORC). Este sistema se basa en la generación de vapor (con fluido de trabajo orgánico) en un circuito secundario que utiliza una energía térmica de media/baja temperatura para la producción de potencia adicional.

Son varios los estudios que se han realizado respecto a las aplicaciones de los ORC (en vehículos, plantas industriales de potencia, sector residencial, etc.), ya que son considerados como una forma de convertir diferentes tipos de fuentes de energías de media/baja temperatura como la solar, la geotérmica, biomasa o la energía térmica de los gases de escape, en energía eléctrica.

Si se refiere este tipo de tecnología al sector marítimo y más en concreto a su aplicación en la recuperación del calor de los gases de escape, encontramos que el balance de calor de un motor marino se divide en tres partes: energía convertida en trabajo útil, energía que se transfiere al refrigerante y una energía que se pierde en forma de calor de los gases de escape [4]. De esta forma, se aprovecharía dicho calor residual de los gases de escape para la generación de energía.

Este proyecto se centrará en la utilización de esta tecnología aplicada a un portacontenedores previamente dimensionado, con el fin de aprovechar la energía térmica de los gases de escape del motor seleccionado, para la producción de energía eléctrica auxiliar de distintos servicios del buque.

2.2. Aplicaciones de los ciclos ORC

La aplicación de esta tecnología es relativamente nueva, sin embargo, ya son muchos y diversos estudios, los que plantean de forma teórica y empírica la utilización de los ciclos ORC como fuentes de energía con altas eficiencias de conversión, combinadas con una relativa simplicidad del proceso, bajo costo y versatilidad.

Entre estos estudios, se podrían destacar a Guopeng Yu et al, por su trabajo en la simulación y análisis termodinámico de un ciclo ORC en un motor diesel, en el cual, el sistema ORC está construido para recuperar el calor residual de los gases de escape del motor y del agua de la camisa del motor, utilizando R245fa como fluido de trabajo y considerando 5 condiciones distintas del motor. Se realizan simulaciones y análisis termodinámicos en distintas condiciones de cargas del motor para observar la influencia de la presión de evaporación y las condiciones del motor diesel (DE) en el rendimiento del sistema.

Los resultados indican que, aproximadamente el 75% y el 9,5%, como se indica en la Figura 18., del calor residual procedente de los gases de escape y el agua de la camisa, respectivamente, pueden recuperarse en las condiciones del motor, que oscilan entre la carga alta a carga baja del motor. Sin embargo, comprobaron que el ciclo ORC funciona mejor en las condiciones nominales del motor, teniendo una eficiencia energética de recuperación de hasta 9,2 % y una eficiencia exergética de hasta un 21%, [5].

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

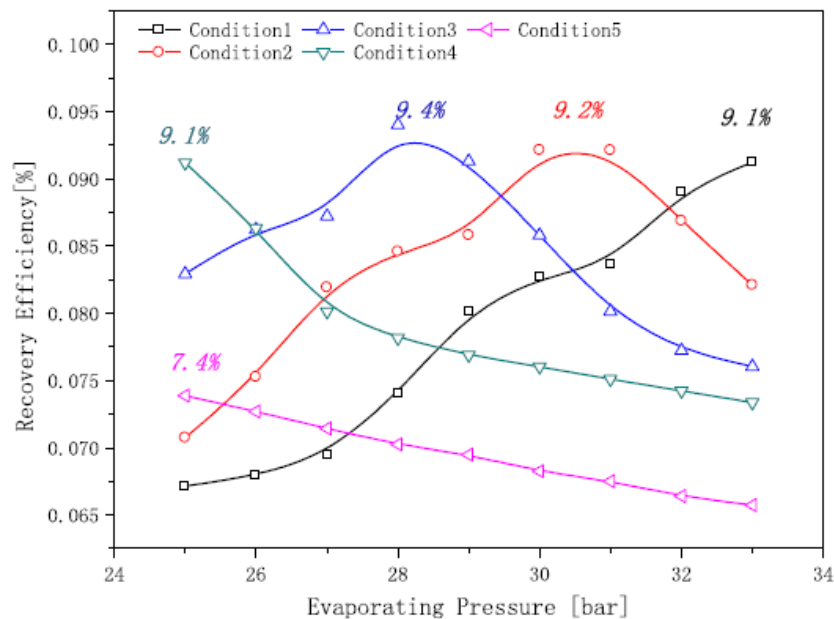


Figura 18. Variación del rendimiento energético-presión de evaporización.

También, hay que destacar el trabajo de Ulrik Larsen et al, en el cual, se evalúan diferentes ciclos de potencia de recuperación (Steam Rankine, ORC y Kalina) para buques grandes, donde los resultados indicaron que el ORC contribuyó con alrededor del 7% potencia adicional y los ciclos Steam Rankine y Kalina contribuyó con aproximadamente un 5% de potencia adicional. Además de tener un rendimiento mejor (ciclo ORC), ofrece la disposición más sencilla de la planta con la máxima eficiencia [2].

En la construcción del modelo de proceso ORC utilizado por Ulrik Larsen et al, se probaron un total de 109 fluidos de la base de datos de fluidos del Refprop, modelando el sistema para adaptarse a las características de cada fluido de trabajo.

Lo más importante a la hora de modelar el ciclo ORC, es el tipo fluido de trabajo:

- El tipo húmedo, que después de la expansión se encuentra en estado de mezcla de líquido y gas.
- El tipo isoentrópico, que tiene una curva de saturación isoentrópica.
- El tipo seco que después de la expansión está en un estado sobrecalentado.

2.2.1 Funcionamiento del ciclo ORC.

Al tener fuentes de calor de media/baja temperatura, entre 70°C a 250°C, el agua deja de ser el fluido trabajo adecuado, por ello en estos casos se usan fluidos orgánicos que son ideales para este rango de temperatura. Los elementos fundamentales que conforman la instalación son: evaporador, turbina, condensador y una bomba. A partir de esta base, se pueden añadir más componentes para mejorar la eficiencia del sistema. En el siguiente punto se detallarán las diferentes configuraciones que se pueden encontrar para el ciclo ORC, con el fin de mejorar la eficiencia del sistema.

2.2.1.1 Ciclo ORC básico

Se parte de los 4 elementos básicos citados, de forma que el fluido orgánico en estado líquido saturado entra en la bomba (punto 1), saliendo a la presión máxima del sistema (punto 2). A continuación, pasa al generador de vapor (punto 3), donde el calor es transmitido al fluido ocasionando el cambio de estado de líquido a vapor (punto 4). En esta condición, entra al expansor o turbina, el cual generará el trabajo útil que ira al generador para producir electricidad. Una vez sale del expansor o turbina (punto 5), pasará por un condensador cambiando el estado del fluido de vapor a líquido saturado a la salida, así quedaría definido el ciclo de la Figura 19.

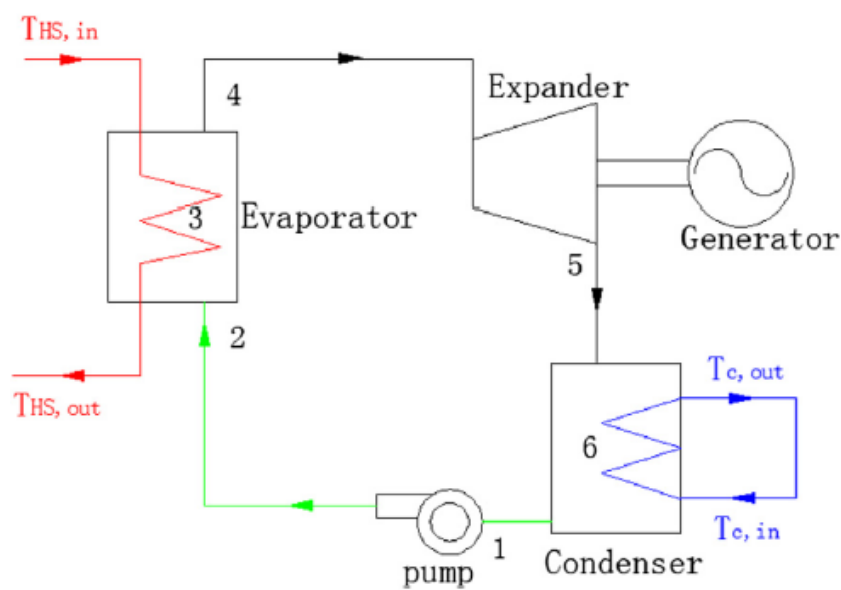


Figura 19. Ciclo ORC básico.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

En la Figura 20 se representa el diagrama T-s característico del ORC, anteriormente descrito.

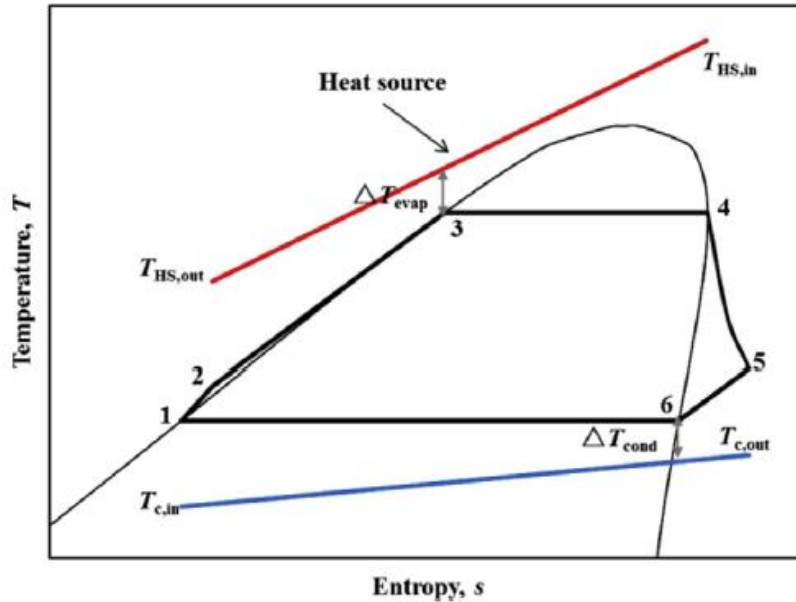


Figura 20. Diagrama T-S Ciclo ORC básico.

2.2.1.2 Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite

El gas de escape del motor sale a una temperatura demasiado alta ($>300^{\circ}\text{C}$) si la comparamos con el punto de ebullición de los fluidos orgánicos, por lo que, en este caso se instala un circuito de aceite térmico para disminuir la temperatura, evitando así la descomposición del fluido orgánico. Este circuito de aceite se puede usar como fuente de calor para otro sistema de producción de energía.

Como se puede ver en la Figura 21, el fluido de trabajo a baja presión en estado líquido (punto 5) se bombea al estado de alta presión (punto 1). Después se realiza un precalentamiento a partir del calor del agua de la chaqueta del motor (punto 2), evaporándose del todo por el calor transmitido por el circuito de aceite. A partir de este punto, tenemos el fluido en estado vapor y alta presión (punto 3), el cual fluye a la turbina donde se expandirá produciendo el trabajo útil deseado. El vapor sale de la turbina a baja presión (punto 4) y pasa por un condensador de agua de refrigeración donde pasa a ser líquido saturado, volviendo al estado inicial (punto 5). De esta manera queda cerrado el ciclo, repitiéndose de manera continua generando de forma continua trabajo útil.

Tanto las presiones como las temperaturas del ciclo variarán dependiendo del fluido con el que se trabaje, esto se debe a que cada fluido orgánico tiene sus propias propiedades de temperatura y presión críticas.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

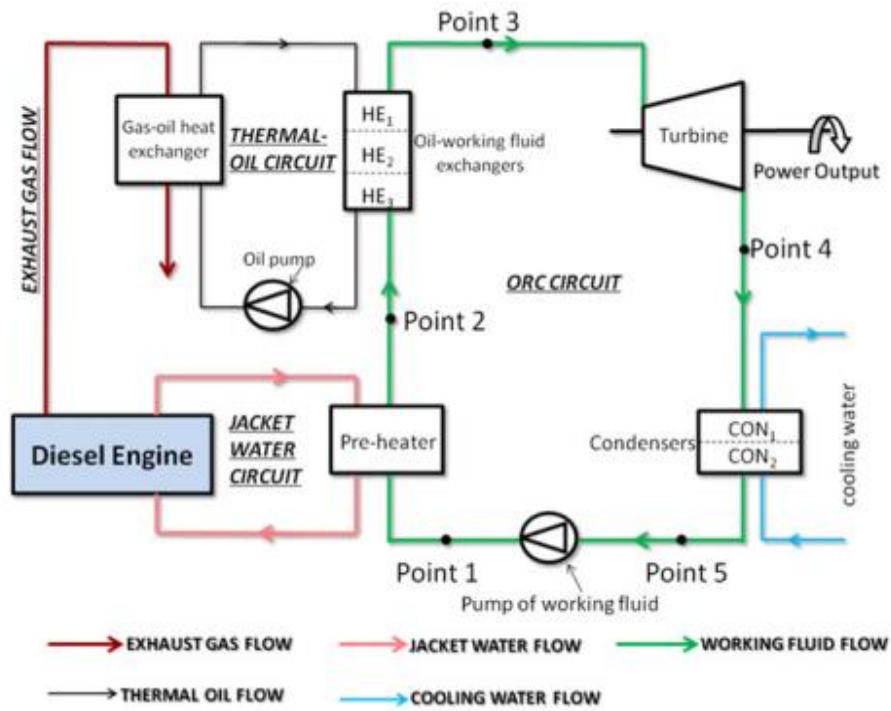


Figura 21. Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite.

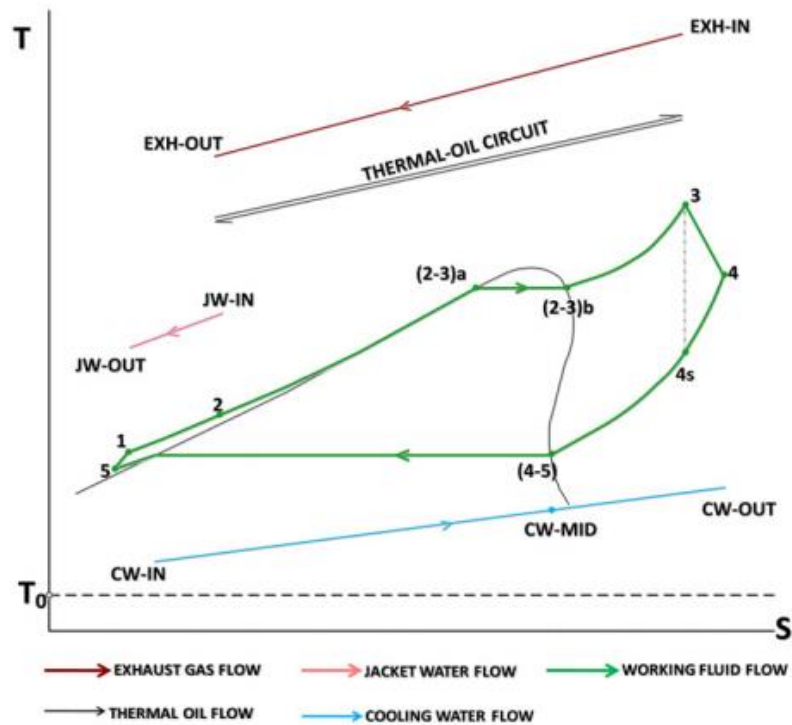


Figura 22. Diagrama T-s del Ciclo ORC con precalentamiento y circuito de aceite.

En la Figura 22 se representa el diagrama T-s característico del ORC, anteriormente descrito.

2.2.1.3 Ciclo ORC con regenerador

Otra configuración que se usa para aumentar la eficiencia es la incorporación de un regenerador entre la turbina y el condensador, el cual absorbe el calor en exceso del vapor sobrecalentado para precalentar el fluido antes de entrar en el evaporador y así seguir el circuito básico del ciclo ORC, como se puede apreciar en la Figura 23.

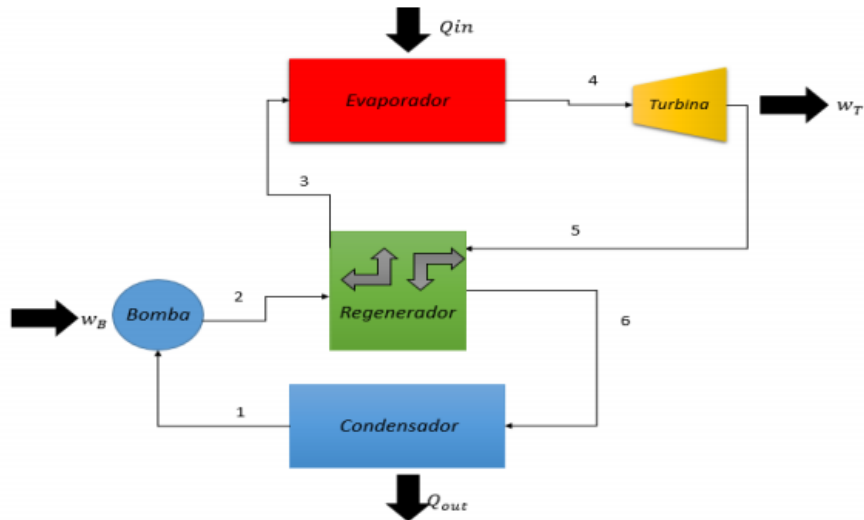


Figura 23. Ciclo ORC con regenerador.

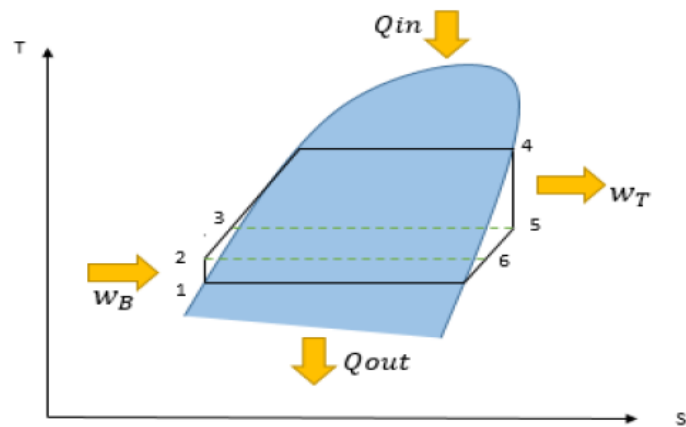


Figura 24. Diagrama T-s del ciclo ORC con regenerador.

En la Figura 24 se representa el diagrama T-s característico del ORC, anteriormente descrito.

2.2.2 Comparación del Ciclo ORC con el Ciclo tradicional Rankine de vapor de agua

La diferencia más significativa está en el fluido de trabajo, en el ciclo tradicional de Rankine se usa agua mientras que en el ciclo ORC se usa un fluido orgánico, los cuales suelen ser: compuestos químicos con cadenas de hidrocarburos, aceites orgánicos o refrigerantes. De ahí que se les denomine compuestos orgánicos [6].

Los componentes físicos de la instalación son los mismos en ambos casos, constan de un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba. En algunos casos, estos ciclos, pueden ir provistos de componentes adicionales que aumenten la eficiencia del ciclo en forma de regeneración o precalentamiento.

En el caso de el ciclo ORC, es posible y en algunos casos recomendable, que se sustituya la turbina por un expansor, esto se debe a que al trabajar con temperaturas $< 300^{\circ}\text{C}$ y presiones bajas (si las comparamos con las presiones del ciclo tradicional Rankine), la capacidad de la turbina sobrepasa lo necesario para llevar a cabo la expansión, además de suponer un gasto económico y de espacio innecesario. De esta forma se optimizaría aun más el ciclo ORC.

Hay que tener en cuenta que el ciclo ORC se alimenta de energía en forma de calor residual por lo que la energía que se produce en este sistema es mucho menor de la que se genera en un ciclo Rankine de vapor de agua para la producción de potencia.

También es importante considerar que al trabajar los ciclos ORC con fluidos orgánicos, la corrosión y la erosión de la instalación producida por el agua se evita, mejorando así el mantenimiento y la durabilidad del sistema.

Otro punto a tener en cuenta es que la campana de funcionamiento en el Rankine de vapor de agua siempre es la misma, mientras que en el ORC no. Según el fluido orgánico con el que se trabaje, se tendrá una campana de funcionamiento distinta. Esto hace que las condiciones de trabajo varíen y, por tanto, se deba hacer un estudio previo con varios fluidos de trabajo para seleccionar aquel que se adapte mejor a las condiciones establecidas (seguridad, rendimiento, espacio, etc.).

2.2.3 Ventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine

En este apartado se verán las principales ventajas que se obtienen al trabajar con los fluidos orgánicos en un ciclo Rankine:

- Amplio rango de aprovechamiento de diversas fuentes de calor.
- Utilización de equipos más sencillos y, por tanto, disminución de espacios.
- Bajos costes de mantenimiento e inversión.
- Procesos de arranque y parada menos complejos.
- Al tener moléculas grandes (alto peso molecular), si las comparamos con las del agua, el flujo másico genera un mayor par.
- Se puede extraer su potencia con una sola etapa de turbina.
- Menos revoluciones del motor y menor desgaste de rodamientos.
- Menor desgaste de los álabes de turbina.
- Baja erosión del material.
- Requiere menor calor de vaporización.
- Requieren menos temperaturas y presiones para su vaporización.
- Su expansión produce vapor seco.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

2.2.4 Desventajas de un Ciclo Orgánico de Rankine.

Este tipo de ciclo también tiene algunos inconvenientes que hay que tener en cuenta:

- Producción neta de potencia baja.
- En ocasiones, se trabaja con fluidos inflamables o tóxicos.
- Algunos de ellos destruyen la capa de ozono y/o tienen potencial alto de gases de efecto invernadero.
- Son menos estables que el agua.

2.3 Datos de ensayo del motor.

El motor referido es el MAN DIESE & TURBO MOTOR 7L70 MC de baja velocidad de dos tiempos, con siete cilindros.

Este tipo de motor se usa normalmente en porta-contenedores de 2500 TEUs con eslora de 200 m aproximadamente, con una potencia de 20MW.

El modelo ensayado estima la potencia de frenado, los flujos de calor residual, el consumo de combustible y emisiones de NOx del motor, además de diferentes parámetros que se calcularon según la carga del motor. La evaluación se realizará principalmente mediante balances energéticos.

Los principales parámetros del motor ensayado se recogen en la Tabla 26.

Tabla 26. Datos de salida del motor ensayado.

Características medidas	Motor Estándar	Motor Estándar	Motor Estándar	Motor con WHR
Carga máxima continua (%)	100	85	70	85
Potencia (MW)	16,66	16,93	14,92	16,93
SFC (g/kWh)	175,3	170,6	170,4	173,3
NOx (g/kWh)	14,5	15,8	16,3	17,3
Máxima presión (bar)	141	135,5	126	128,3
Temperatura de exhaustación antes de TC (Cº)	344	302	281	344
Temperatura de exhaustación después de TC (Cº)	204	179	173	234
Temperatura del aire de carga después de TC (Cº)	181	161	146	148
Flujo masico de combustible (kg/s)	-	0,115	-	0,1165
Flujo masico gas de exhaustación (kg/s)	52,1	46,2	41,9	42,1
Flujo masico de aire de carga (kg/s)	51,2	45,4	41,2	42,3
Calor de la chaqueta de agua (MW)	2,28	2,24	2,18	2,16

Debido a que la potencia utilizada de un buque a lo largo de un trayecto es muy variable, se debe elegir una condición para utilizar el ciclo ORC. Se ha elegido que la condición de navegación media sea la del 85 % de carga del motor.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Otros datos de interés, son los parámetros de diseño y operación que se recogen en la Tabla 27.

Tabla 27. Parámetros de diseño y operación.

Temperatura de los gases de escape después del evaporador (Cº)	20
Diferencia mínima de temperatura en el intercambiador (Cº)	10
Calidad mínima del vapor en la turbina (%)	85
Temperatura de salida del fluido de trabajo después del condensador (Cº)	40
Eficiencia politrópica de turbina WHR (%)	80
Eficiencia isentrópica de la turbina (%)	89
Eficiencia isentrópica de la bomba (%)	80
Eficiencia isentrópica del compresor (%)	84

2.4 Selección del ciclo ORC a instalar.

En este capítulo se desarrollará la parte principal de este proyecto, que es la selección del fluido más adecuado para el ciclo ORC, según los criterios de selección que se consideren.

Para ello se van a definir unos parámetros previos, los cuales servirán de base para definir el ciclo.

- Motor instalado en el buque (previamente seleccionado en el Capítulo 1).
- Dicho motor tendrá una serie de características y parámetro de trabajo que se describirán de forma detallada en los siguientes puntos.
- El ciclo ORC trabajará en cogeneración.
- Se calculará un ciclo Rankine tradicional (fluido de trabajo vapor de agua), con el objetivo de comparar el rendimiento de cada fluido orgánico con el obtenido en el ciclo de Rankine.
- Las condiciones ambientales serán las establecidas por la ISO, es decir, 25°C y 1 bar.
- Se trabajará siempre por debajo del punto crítico de la curva de saturación (subcrítico).
- La temperatura mínima del ciclo será de 42 °C, esto se debe a que, al usar agua de mar para condensar el fluido orgánico, el salto de temperatura tiene que ser de 10 °C como mínimo.
- Temperatura del agua salada que se usa para la condensación según la IMO es de 32°C.

A partir de las premisas anteriormente descritas, se ha decidido partir del sistema que han calculado y optimizado por Ulrik Larsen et al [2], ya que se adapta a un gran número de refrigerantes y según los resultados obtenidos, es una opción viable a instalar en un buque de características similares al buque que se está proyectando.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

El ciclo ORC es el siguiente:

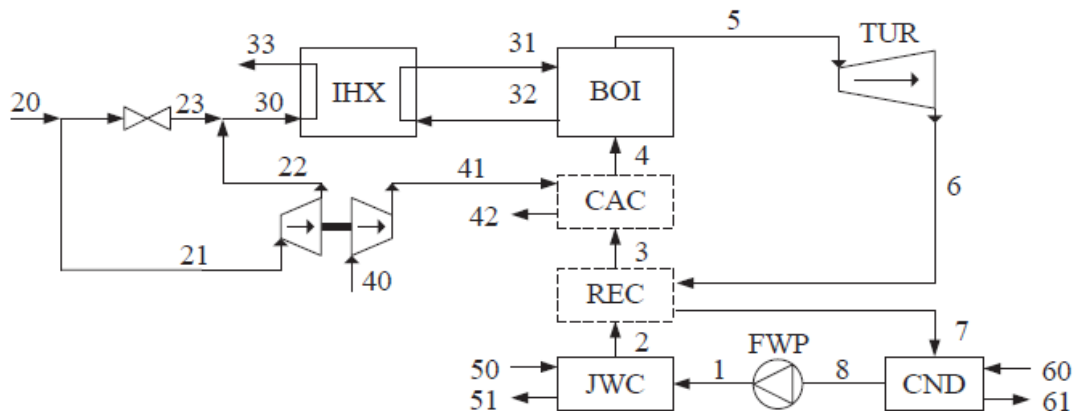


Figura 25. Ciclo ORC a instalar.

El ciclo ORC, Figura 25, va desde el punto 1 hasta el 8, con tres fuentes de calor distintas y con un regenerador. La siguiente tabla recoge los datos que se mantendrán fijos para la condición de 85% de carga del motor (condición elegida para la utilización del ciclo ORC) y para cualquier flujo de trabajo que se utilice.

Existen puntos cuyas propiedades se mantendrán invariables en cada fluido de trabajo, descritos en la Tabla 28.

Tabla 28. Datos invariables del ciclo ORC

Punto	Temperatura (Cº)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Flujo másico (kg/s)
31	224	1,2	431,3	20,1
32	145	1,2	262	20,1
41	148	2,9	548,6	41,3
42	64,5	2,9	46309	41,3
50	85	3	356,2	52,8
51	83,4	3	349,5	52,8

Los calores de entrada al sistema serán:

$$Q_{BOI}(\text{kW}) = m_{31} * (h_{31} - h_{32})$$

$$Q_{CAC}(\text{kW}) = m_{41} * (h_{41} - h_{42})$$

$$Q_{JWC}(\text{kW}) = m_{50} * (h_{50} - h_{51})$$

$$Q_{REC}(\text{kW}) = m * (5)$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

El calor total transmitido al sistema es la suma de todos los calores:

$$Q_{TOTAL}(\text{kJ/s}) = Q_{BOI}(\text{kJ/s}) + Q_{CAC}(\text{kJ/s}) + Q_{JWC}(\text{kJ/s}) + Q_{REG}(\text{kJ/s}) \quad (17)$$

Donde m será el flujo másico del fluido de trabajo y el salto de entalpía en la regeneración se ha establecido en $\Delta h = 5$ (kJ /kg).

Según la Figura 25., el fluido de trabajo sufrirá los siguientes cambios:

- Punto 1-2: El fluido de trabajo a alta presión en estado líquido sale del punto 1 y recibe un precalentamiento a partir del calor del agua de la chaqueta del motor (Q_{JWC}), aumentando su temperatura hasta el punto 2.
- Punto 2-3: Al fluido se le transmite el calor de regeneración (Q_{REG}).
- Punto 3-4: Al fluido se le transmite el calor de precalentamiento (Q_{CAC}).
- Punto 4-5: Al fluido se le transmite el calor residual de los gases de escape (Q_{BOI}). En este punto, el fluido se encuentra en estado de vapor sobrecalentado, para entrar en la turbina o expansor para realizar la expansión del fluido.
- Punto 5-6: El vapor a presión alta entra en la turbina y sufre la expansión, generando trabajo útil y este a su vez potencia eléctrica.
- Punto 6-7: El calor que aun tiene el fluido a la salida de la turbina es aprovechado para el recalentamiento del fluido a la salida de la bomba.
- Punto 7-8: El fluido termina de hacer el cambio de estado de vapor a líquido, mediante el uso de un condensador (intercambiador de calor con agua de mar). Una vez en estado líquido, entra nuevamente en la bomba, empezando otra vez el ciclo.
- A la hora de dibujar el diagrama T-s, se han añadido 3 puntos extras para que la línea del ciclo corresponda en cada momento a su presión correspondiente en cada tramo, evitando así saltos de presiones no reales.

Los trabajos de ciclo serán:

$$W_t(\text{kW}) = m_{\text{fluido}} * (h_7 - h_8)$$

$$W_b(\text{kW}) = m_{\text{fluido}} * (h_{11} - h_1)$$

$$W_{\text{ciclo}}(\text{kW}) = W_t(\text{kW}) - W_b(\text{kW})$$

$$\eta_{\text{Ciclo}} = W_{\text{ciclo}}(\text{kW}) / Q_{TOTAL}(\text{kW})$$

CAPÍTULO 3 FLUIDOS DE TRABAJO EN EL CICLO ORC

3.1 Fluido de trabajo

El fluido de trabajo (refrigerantes) que se utilice tendrá un gran efecto en el rendimiento del sistema. Por ello, es importante que los fluidos cumplan una serie de propiedades y características, que permitan su adecuado uso en los ciclos ORC.

3.2 Clasificación de los refrigerantes

Se pueden considerar varias clasificaciones según [7]:

3.2.1 Según las presiones de trabajo

- A baja presión (ambiental), la temperatura de ebullición es alta, superior a +20°C.
- A media presión, la temperatura de ebullición se encuentra en el rango de +20°C y -30°C.
- A alta presión, la temperatura de ebullición es baja, inferior a -80°C.
- A muy alta presión, la temperatura de ebullición es muy baja, inferior a -80°C.

3.2.2 Según el reglamento de seguridad (I)

- Grupo primero: si no es combustible ni tóxico.
- Grupo segundo: tóxica o corrosiva; combustible o explosiva a un 3,5 % o más en volumen.
- Grupo tercero: combustible o explosivo a menos de un 3,5% de volumen.

3.2.3 Según el reglamento de seguridad (II)

-Toxicidad: Según la concentración y el tiempo de exposición al fluido, se encuentran dos grupos: A y B. Se puede diferenciar:

- TWA: Es el valor límite de concentración para una jornada laboral de 8h, sin llegar a sufrir efectos nocivos.
- STEL: Es el valor límite de concentración (15 min) a la que se puede estar expuesto en una jornada laboral de 8h.
- TVL: Es el valor límite umbral de concentración instantánea que no se debe pasar.

-Inflamabilidad: Se mide en % Volumen o Ppm, se diferencian 3 grupos: 1, 2 y 3.

- LI: Es el límite de concentración que se encuentra en el aire, a partir de la cual, la mezcla puede llegar a ser explosiva.
- LS: Es el límite de concentración el aire a partir del cual la mezcla deja de ser explosiva por falta de oxígeno.

Los grupos se recogen en la Figura 26.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Nueva Designación	No propaga llama (1)	Baja Inflam. (2)	Alta Inflam. (3)
Baja Toxicidad (A)	A1 G1	A2 G3b	A3 G3
Alta Toxicidad (B)	B1 G2	B2 G2	B3 G3a

Figura 26. Designación según la seguridad

3.2.4 Según su composición química

- De forma genérica se pueden clasificar en:

- Hidrocarburos (HC)
- Hidrofluorocarbonos (HFC)
- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)
- Clorofluorocarbonos (CFC)
- Perfluorocarbonos (PFC)
- Siloxanos
- Alcoholes
- Aldehídos
- Éteres
- Hidrofluoroéteres (HFE)
- Aminas
- Mezclas de fluidos (zeotrópicas u azeotrópicas)

3.3 Criterios de selección del fluido de trabajo

A la hora de elegir el fluido más idoneo, se deben tener en cuenta una serie de parámetros a seguir, con el fin de seleccionar el más adecuado en cada caso. A continuación, se describirán los criterios más usados para este tipo de instalaciones.

3.3.1 Seguridad.

Cualquier fluido que se seleccione, debe ser: no corrosivo, no inflamable y no tóxico. Esto se debe a que el refrigerante debe ser compatible con los materiales de la instalación, evitando así la degradación de los elementos y posibles fugas que se puedan ocasionar, que puedan derivar en incendios o intoxicaciones.

3.3.2 Impacto en el medio ambiente

El potencial de agotamiento de ozono (ODP) que es una medida de destrucción de un fluido sobre la capa de ozono, en comparación con el impacto de una masa similar de CFC-11 y el potencial de calentamiento global (GWP) que es una medida que muestra como una determinada cantidad de fluido, contribuye al calentamiento global, siendo el CO₂, el gas de referencia para el cálculo. Los fluidos de trabajo que se usen deben tener un bajo ODP Y GWP para disminuir la contaminación medioambiental.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Para los fluidos que se van a analizar, se han obtenido los siguientes datos que se recogen en la Tabla 29:

Tabla 29. ODP y GWP de los fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	ODP	GWP
R22	0,06	1700
R717	0	0
R134a	0	1300
DimethylEther	0	1
R124	0,022	700
R142b	0,06	2000
R1234yf	0	4
R227ea	0	2900
R600a	0	3
R245fa	0	820
R600	0	3

3.3.3 Alta estabilidad química

Los fluidos deben tener una alta temperatura de descomposición para evitar el deterioro químico y la descomposición. También deber ser compatible con los materiales del sistema para disminuir el desgaste de los componentes.

3.3.4 Buenas propiedades termodinámicas y físicas

Según la forma de la curva de saturación del diagrama T-s de los fluidos, se pueden encontrar 3 clases:

3.3.4.1 Fluidos húmedos

La curva de saturación, Figura 27, tiene pendiente negativa, el caso más común es el del agua. Este tipo de curvas provocan que el fluido pueda entrar en la región de vapor húmedo a la salida del expansor, pudiendo generar un mayor desgaste al expansor o turbina, obligando a usar métodos de sobrecalentamiento.

Para evitar que esto ocurra, la temperatura de la fuente de calor debe ser alta para que la expansión no entre en la región húmeda, evitando así que la instalación se vuelva más compleja y cara. Por ello, este tipo de fluido no son los más idóneos para los ciclos ORC, ya que necesitan de un sobrecalentamiento que encarece mucho el sistema. Además, el coeficiente de transferencia de calor en los fluidos húmedos en fase de vapor suele reducirse, por lo que, el sobrecalentador debe tener un área de transferencia mayor, suponiendo un aumento de los costes del sistema [8].

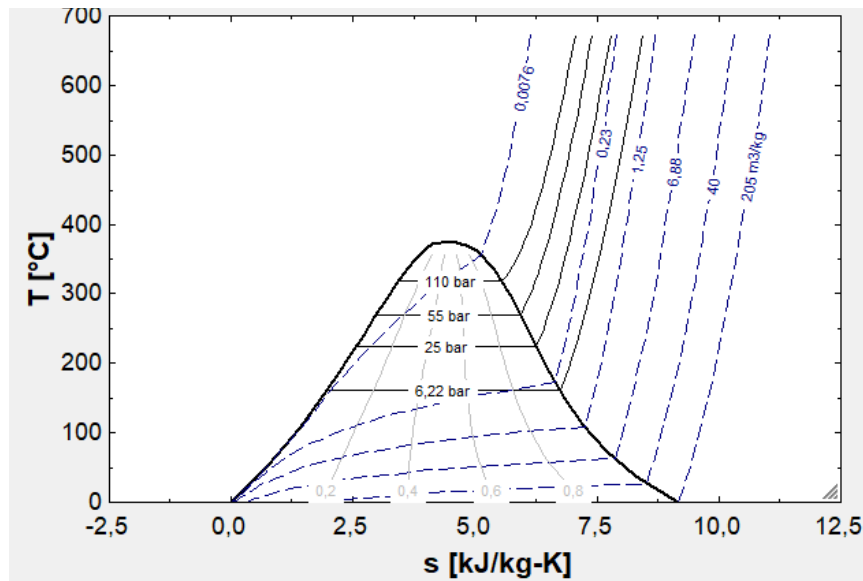


Figura 27. Curva de saturación característica de un fluido húmedo.

3.3.4.2 Fluidos isoentrópicos

Este tipo de fluidos se caracterizan por tener una curva de saturación, Figura 28, con pendiente paralela a la recta de expansión isoentrópica, es decir, totalmente vertical. Con este tipo de curvas, se asegura que la expansión siempre se realice en la región de vapor saturado o sobrecalentado, nunca entrando en la región húmeda de la campana, eliminando la posibilidad de que aparezcan gotas de fluido que causen deterioro en los álabes de la turbina, además de no ser necesario el sobrecalentamiento, abaratando y simplificando la instalación. Estos fluidos funcionan bien en ciclos ORC ya que usan fuentes de calor con temperaturas medias/bajas.

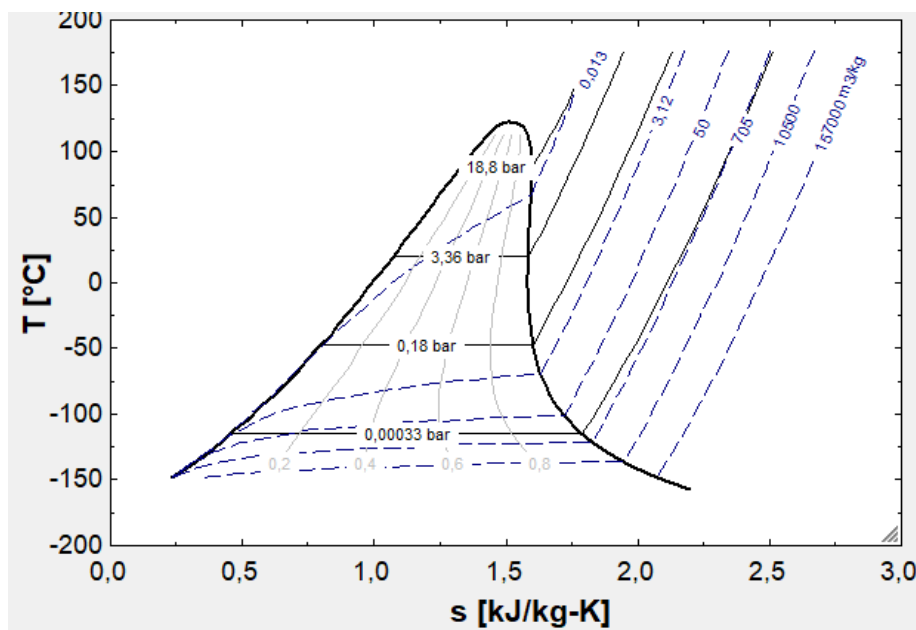


Figura 28. Curva de saturación característica de un fluido isoentrópico.

3.3.4.3 Fluidos secos

Estos tipos de fluidos tienen una curva de saturación, según Figura 29, con pendiente negativa, esto nos dice que la expansión siempre se realizará en fase de vapor sobrecalentado, evitando siempre entrar en la región de vapor húmedo y, por tanto, la necesidad del sobrecalentamiento y el desgaste de la turbina. También son unos fluidos utilizados en los ciclos ORC, ya que trabajan con temperaturas relativamente bajas.

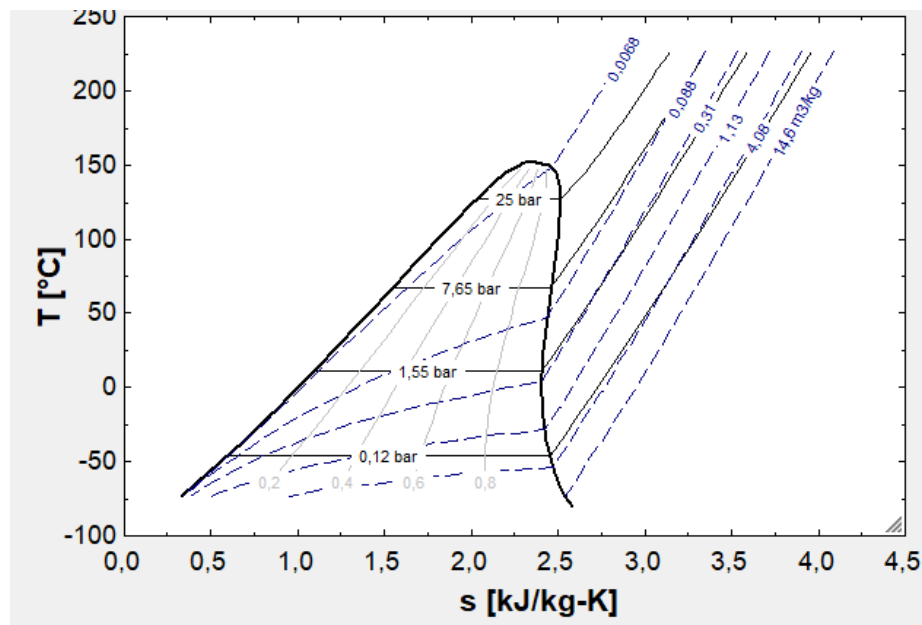


Figura 29. Curva de saturación característica de un fluido seco.

De forma general, los fluidos deben cumplir con ciertas características mínimas para el correcto funcionamiento de la instalación.

1. El fluido de trabajo debe tener: alta densidad de vapor, alto calor latente de vaporización, gran conductividad térmica y un bajo calor específico del líquido, son necesarios para disminuir el tamaño de los equipos del sistema y disminuir el consumo de energía por bomba, elevando la potencia de salida [9].
2. Punto de congelación bajo, con el fin de garantizar un correcto funcionamiento en condiciones ambientales.
3. La viscosidad del fluido debe ser pequeña para disminuir la energía perdida.
4. Debe tener un punto crítico adecuado para garantizar que el sistema subcrítico sea de fácil acceso y el rango de presiones de funcionamiento debe ser tan amplio como sea posible.

3.4 Selección del fluido de trabajo

Ahora se analizará el sistema ORC seleccionado para cada fluido de trabajo seleccionado en base a los criterios descritos en puntos anteriores. Se van a estudiar 4 fluidos del tipo húmedo, 4 del tipo isoentrópico y 4 del tipo seco. Todos serán comparados con el ciclo de Rankine tradicional (vapor de agua), con el fin de realizar una comparación de rendimientos y analizar si es viable o no los Ciclo ORC en el buque.

El cálculo de entalpías, entropías, temperaturas, presiones y en caso de estar dentro de la curva de saturación, el título, de cada punto del ciclo, se realiza mediante el programa Engineering Equation Solver (EES), además de todos los cálculos de calores, trabajos y rendimientos de los diferentes elementos que componen el sistema. Dichos cálculos se adjuntarán en anexos al final del proyecto a modo de consulta.

3.4.1 Fluidos Húmedos

3.4.1.1 Agua

Para este fluido se toma un ciclo distinto, ya que funciona a temperaturas más altas que el resto de los fluidos de trabajo. Dicho ciclo es el siguiente:

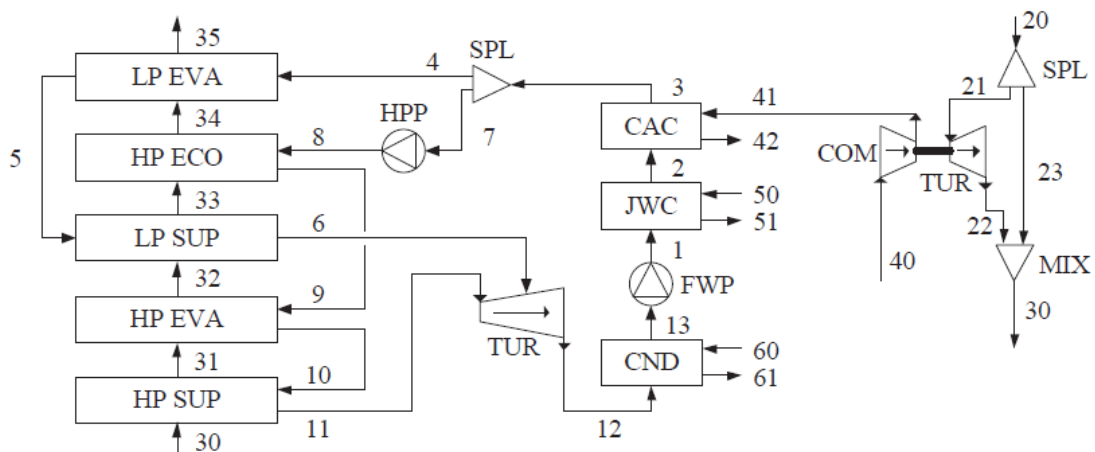


Figura 30. Ciclo ORC con Fluido de trajo Agua.

- Tramo 1-2: En el ciclo reflejado en la Figura 30, el fluido entra en estado líquido al intercambiador de calor JWC, en el cual, se le transfiere calor procedente de la camisa del motor, sirviendo de precalentamiento.
- Tramo 2-3: Al fluido se le transmite el calor procedente del aire del compresor, provocando el cambio de fase de líquido a vapor.
- Tramo 3-4: El vapor se divide en dos etapas, una de baja presión y otra de baja presión. En este caso, el tramo corresponde al de baja presión.
- Tramo 4-5-6: El fluido sufre un sobrecalentamiento en el tramo de bajo presión pasando por intercambiadores de calor: LP EVA y LP SUP, en los cuales, absorbe calor procedente de los gases de escape.
- Tramo 3-7: El fluido es nuevamente bombeado para alcanzar la presión máxima del sistema, siendo el inicio del tramo de alta presión del sistema.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

- Tramo 8-9-10-11: El fluido sufre un sobrecalentamiento en el tramo de alta presión pasando por intercambiadores de calor: HP ECO, HP EVA y HP SUP, en los cuales, absorbe calor procedente de los gases de escape.
- Tramo 6-12 : El fluido entra en la turbina baja presión (segunda etapa), expandiéndose hasta llegar al punto 12.
- Tramo 11-12 : El fluido entra en la turbina alta presión (primera etapa), expandiéndose hasta llegar al punto 12.
- Tramo 12-13: Una vez expandido el fluido, tiene que pasar por un condensador para garantizar que el fluido llegue en estado de líquido saturado para ser bombeado en el siguiente tramo.

Los cálculos se recogen en el Anexo 2, cuyos datos se recogen en la Tabla 30.

Tabla 60. Resultados fluido de trabajo (Agua).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg					
h1 = 168,1 [kJ/kg]	h10 = 758,6 [kJ/kg]	h11 = 2863 [kJ/kg]	h12 _{sap} = 2110 [kJ/kg]	h12 _{spp} = 2230 [kJ/kg]	h12 _{ap} = 2193 [kJ/kg]
h12 _{bp} = 2299 [kJ/kg]	h13 = 167,7 [kJ/kg]	h1s = 168 [kJ/kg]	h2 = 335,2 [kJ/kg]	h3 = 579,7 [kJ/kg]	h30 = 690,4 [kJ/kg]
h31 = 688,3 [kJ/kg]	h32 = 651,1 [kJ/kg]	h33 = 640 [kJ/kg]	h34 = 635,8 [kJ/kg]	h35 = 609,5 [kJ/kg]	h4 = 579,7 [kJ/kg]
h41 = 548,6 [kJ/kg]	h42 = 539,7 [kJ/kg]	h5 = 579,7 [kJ/kg]	h50 = 356,2 [kJ/kg]	h51 = 351,4 [kJ/kg]	h6 = 2820 [kJ/kg]
h60 = 134,2 [kJ/kg]	h61 = 176 [kJ/kg]	h7 = 579,7 [kJ/kg]	h8 = 580,6 [kJ/kg]	h8s = 580,4 [kJ/kg]	h9 = 758,6 [kJ/kg]
m1 = 1,501 [kg/s]	m10 = 0,986 [kg/s]	m11 = 0,986 [kg/s]	m12 = 1,501 [kg/s]	m13 = 1,501 [kg/s]	m2 = 1,501 [kg/s]
m3 = 1,501 [kg/s]	m4 = 0,515 [kg/s]	m5 = 0,515 [kg/s]	m6 = 0,515 [kg/s]	m7 = 0,986 [kg/s]	m8 = 0,986 [kg/s]
m9 = 0,986 [kg/s]	m _{cac} = 41,3 [kg/s]	m _{HP,ECO} = 42,1 [kg/s]	m _{HP,EVA} = 42,1 [kg/s]	m _{HP,SUP} = 42,1 [kg/s]	m _{JWC} = 52,8 [kg/s]
m _{LP,EVA} = 42,1 [kg/s]	m _{LP,SUP} = 42,1 [kg/s]	m _{water,cnd} = 72,74 [kg/s]	P1 = 3,4 [bar]	P10 = 9,8 [bar]	P11 = 9,8 [bar]
P12 = 0,074 [bar]	P12 _{sap} = 0,074 [bar]	P12 _{spp} = 0,074	P13 = 0,074 [bar]	P1s = 3,4 [bar]	P2 = 3,4 [bar]
P3 = 3,4 [bar]	P4 = 3,4 [bar]	P5 = 3,4 [bar]	P6 = 3,4 [bar]	P60 = 1 [bar]	P61 = 1 [bar]
P7 = 3,4 [bar]	P8 = 9,8 [bar]	P8s = 9,8 [bar]	P9 = 9,8 [bar]	q _{e,cac} = 367,6 [kJ/kg]	q _{e,HP,ECO} = 176,8 [kJ/kg]
q _{e,HP,EVA} = 1566 [kJ/kg]	q _{e,HP,SUP} = 88,41 [kJ/kg]	q _{e,jwc} = 253,4 [kJ/kg]	q _{e,LP,EVA} = 1107 [kJ/kg]	q _{e,LP,SUP} = 467,3 [kJ/kg]	Q _{e,tot} = 4027 [kJ/kg]
Rend _{BAP} = 0,8	Rend _{BPP} = 0,8	Rend _{ciclo} = 0,2301	Rend _{TAP} = 0,89	Rend _{TBP} = 0,89	s1 = 0,5732 [kJ/kg-K]
s10 = 2,13 [kJ/kg-K]	s11 = 6,776 [kJ/kg-K]	s12 _{ap} = 7,04 [kJ/kg-K]	s12 _{bp} = 7,38 [kJ/kg-K]	s13 = 0,5729 [kJ/kg-K]	s1s = 0,5729 [kJ/kg-K]
s2 = 1,075 [kJ/kg-K]	s3 = 1,716 [kJ/kg-K]	s4 = 1,716 [kJ/kg-K]	s5 = 1,716 [kJ/kg-K]	s6 = 7,157 [kJ/kg-K]	s60 = 0,4642 [kJ/kg-K]
s61 = 0,599 [kJ/kg-K]	s7 = 1,716 [kJ/kg-K]	s8 = 1,717 [kJ/kg-K]	s8s = 1,716 [kJ/kg-K]	s9 = 2,13 [kJ/kg-K]	T1 = 40,07 [C]
T10 = 179 [C]	T11 = 214 [C]	T12 _{sap} = 40,04 [C]	T12 _{spp} = 40,04 [C]	T1s = 40,05 [C]	T2 = 80 [C]
T3 = 137,8 [C]	T4 = 137,8 [C]	T5 = 137,8 [C]	T6 = 179 [C]	T60 = 32 [C]	T61 = 42 [C]
T7 = 137,8 [C]	T8 = 137,9 [C]	T8s = 137,9 [C]	T9 = 179 [C]	v1 = 0,001008 [m3/kg]	v10 = 0,001126 [m3/kg]
v11 = 0,2183 [m3/kg]	v12 _{sap} = 15,73 [m3/kg]	v12 _{spp} = 16,7 [m3/kg]	v12 _{ap} = 16,4 [m3/kg]	v12 _{bp} = 17,26 [m3/kg]	v13 = 0,001008 [m3/kg]
v1s = 0,001008 [m3/kg]	v2 = 0,001029 [m3/kg]	v3 = 0,001077 [m3/kg]	v4 = 0,001077 [m3/kg]	v5 = 0,001077 [m3/kg]	v6 = 0,6003 [m3/kg]
v7 = 0,001077 [m3/kg]	v8 = 0,001077 [m3/kg]	v8s = 0,001077 [m3/kg]	v9 = 0,001126 [m3/kg]	Waltapresion = 582 [kJ/s]	Wb = -1,451 [kJ/s]
Wbajapresion = 282,1 [kJ/s]	Wb _{ap} = -0,8225 [kJ/s]	Wb _{bp} = -0,6289 [kJ/s]	Wneta = 926,8 [kJ/s]	Wt = 928,2 [kJ/s]	Wt _{AP} = 660,1 [kJ/s]
Wt _{BP} = 268,1 [kJ/kg]	x10 = 1	x12 _{sap} = 0,8075	x12 _{spp} = 0,8572	x12 _{ap} = 0,8419	x12 _{bp} = 0,8861
x3 = 0	x4 = 0	x5 = 1	x7 = 0	x9 = 0	

El rendimiento del ciclo de vapor de agua es:

$$\eta_{\text{Ciclo}} = 0,2301$$

La potencia máxima alcanzada en el ciclo es:

$$w_{\text{Ciclo}} = 926 \text{ kW}$$

3.4.1.2 Amoníaco (R717)

La fórmula química del amoníaco es NH_3 y el símbolo identificativo como refrigerante R717, es un compuesto que existe de forma natural siendo uno de los gases más abundantes en el ambiente ya que como indica su formulación se descompone en moléculas de hidrógeno y nitrógeno, las cuales están en un 80% en la atmósfera.

Los primeros usos del amoníaco datan de mediados del siglo XIX comenzaba la utilización de máquinas de amoníaco en las fábricas de hielo y plantas químicas [10]. El amoníaco se ha empleado en aplicaciones industriales desde la década de 1930 y es considerado el refrigerante más eficiente. Tiene un bajo punto de ebullición y se caracteriza por su alta eficiencia energética con un mínimo impacto ambiental, potencial de agotamiento de la capa de ozono de 0 y potencial de calentamiento global (GWP) de 0.

Sin embargo, este fluido conlleva un gran riesgo de toxicidad para el ser humano, ya que la inhalación de amoníaco suele causar quemaduras de las vías respiratorias, la nariz, la garganta y en general el resto del tracto respiratorio.

Igual que otros venenos, como monóxido de carbono, la exposición al amoníaco se puede medir por las concentraciones en ppm (partes por millón) en el aire:

- 25-50 ppm: El olor es detectable, pero es poco probable que se cause efectos adversos.
- 50-100 ppm: Se producen pequeñas irritaciones en los ojos, la nariz, o de la garganta, pudiendo llegar a desarrollar cierta tolerancia en una o dos semanas, pero sin efectos adversos a partir de entonces.
- 140-400 ppm: Notable irritación de los ojos y una irritación de garganta moderada
- 700 ppm: lesión en los ojos de manera inmediata;
- 1.000 ppm: Directamente se produce una agresión cáustica en las vías respiratorias
- 2.500 ppm: Causa una alta fatalidad, tras media hora de exposición, con riesgo muy elevado de muerte.

Ventajas del uso del R717:

- Buena transferencia de calor.
- Se detecta fácilmente en caso de fuga.
- Mayor capacidad de refrigeración que otros refrigerantes, obteniendo rendimientos termodinámicos en torno a un 3-10% superiores a otros refrigerantes.
- Barato con alta disponibilidad.
- Es un refrigerante seguro para el medio ambiente, impulsando la sostenibilidad (potencial de agotamiento del ozono de 0 y un potencial calentamiento global de 0).

Desventajas del uso del R717:

- Tóxico.
- Uso restringido para ciertas aplicaciones y entornos.
- Precio del sistema: alto.
- En ciertas condiciones puede llegar a ser inflamable.



Figura 31. Refrigerante Amoniaco (R717)

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos que limitan el ciclo para el fluido R717, recogidos en la Tabla 31:

Tabla 31. Datos que limitan el ciclo (R717).

Presión crítica (bar)	112
Presión mínima (bar)	17

Según el Anexo 3, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R717, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo en la Tabla 32:

Tabla 32. Datos del ciclo ORC (R717)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	423,2	112	1,695	46,25	
[2]	493,9	112	1,911	60,66	
[3]	498,9	112	1,926	61,66	
[4]	1038	112	3,355	131,6	0
[5]	1199	112	3,752	131,6	
[6]	1209	112	3,779	131,6	1
[7]	1879	112	5,306	238,3	
[8]	1551	17	5,306	61,47	
[9]	1587	17	5,412	73,56	
[10]	1582	17	5,398	71,84	
[11]	1491	17	5,121	43,25	1
[12]	406,7	17	1,695	43,25	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s para el ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

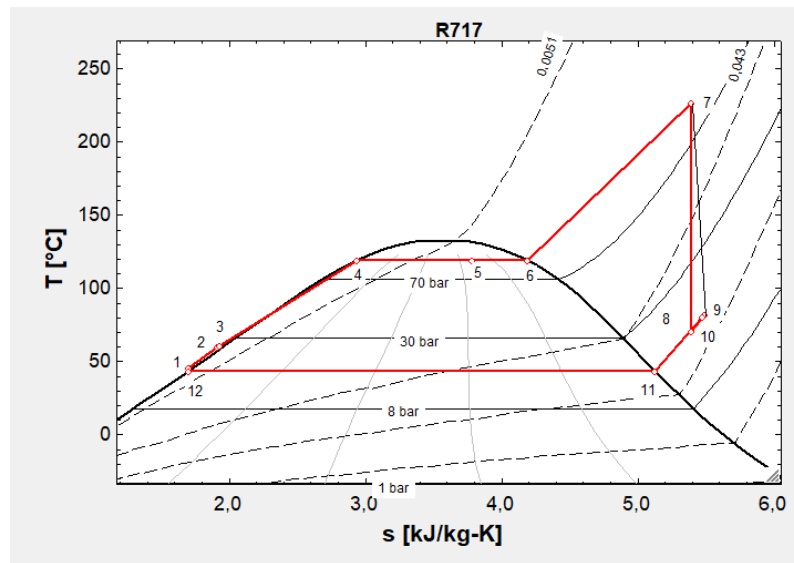


Figura 32. Diagrama T-s (R717).

El programa permite generar tablas paramétricas que consiste en darle valores a una variable determinada, dentro de un rango, que permita calcular una característica en función de los valores que se le dé a la variable independiente. En este caso, la variable dependiente será el rendimiento del ciclo, por tanto, se varía la presión a la salida de la bomba.

$$\eta_{\text{Ciclo}} = f(P_1)$$

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 33, con un rango de $90 < P_1 < 112$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 33. Tabla paramétrica $\eta_{\text{Ciclo}}-P_1$ (R717).

Run	P_1 [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	90	0,1703
Run 2	90,76	0,1709
Run 3	91,52	0,1715
Run 4	92,28	0,1722
Run 5	93,03	0,1728
Run 6	93,79	0,1734
Run 7	94,55	0,174
Run 8	95,31	0,1747
Run 9	96,07	0,1753
Run 10	96,83	0,1758
Run 11	97,59	0,1764
Run 12	98,34	0,177
Run 13	99,1	0,1776
Run 14	99,86	0,1782
Run 15	100,6	0,1787
Run 16	101,4	0,1793
Run 17	102,1	0,1798
Run 18	102,9	0,1804
Run 19	103,7	0,1809
Run 20	104,4	0,1814
Run 21	105,2	0,182
Run 22	105,9	0,1825
Run 23	106,7	0,183
Run 24	107,4	0,1835
Run 25	108,2	0,184
Run 26	109	0,1845
Run 27	109,7	0,185
Run 28	110,5	0,1855
Run 29	111,2	0,186
Run 30	112	0,1865

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R717 son:

Tabla 34. Resultados del ciclo ORC (R717).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_s = 2445$ [kJ/s]	$EX_7 = 3570$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 1499$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 8261$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 2191$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2989$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 3572$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 3570$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 100,1$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 18,84$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 631,3$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 163,2$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 759,4$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 27,32$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 0,7307$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1097$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 155,3$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 1583$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 7629$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 2028$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2962$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 3571$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1954$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 102,8$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 1460$ [kJ/s]
$E_{Q,s7} = 1226$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 427,3$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 1536$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 234,4$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 5$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{s,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 25$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7280$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$rend_{ciclo} = 0,1865$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,708$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 6,572$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 102,8$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 1358$ [kJ/s]	$w_T = 1460$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 34., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 18,65%, con una potencia obtenida cercana a los 1,36 MW. Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 112 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

En la Figura 33, se ha establecido una gráfica con los valores previamente calculados de rendimientos en función de la presión máxima del sistema.

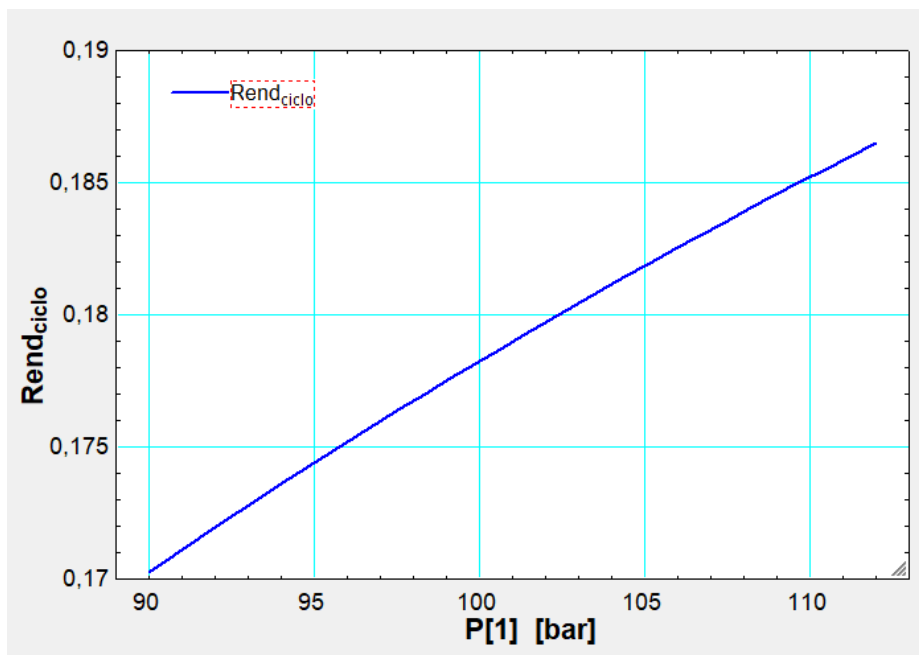


Figura 33. Curva η_{ciclo} -P1 (R717).

3.4.1.3 R134a.

Pertenece al grupo de Hidrofluorocarburos (HFC), por lo que es inofensivo para el medio ambiente y la capa de ozono. Fue desarrollado con el fin de ser una alternativa a largo plazo para sustituir refrigerantes CFC y HCFC. Como principales características se pueden destacar: alto nivel de estabilidad térmica y química, bajo nivel de toxicidad e inflamable, además de tener una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales.

El R-134a, es similar al R-12, pero no llega a ser un sustituto directo del mismo, ya que los lubricantes minerales utilizados tradicionalmente con el R-12, no son miscibles con el R-134a. La mayoría de fabricantes de compresores utilizan los lubricantes de base poliol éster

El R-134 es un producto puro, por lo que es posible cargarlo en el ciclo tanto en la fase líquida como la fase de vapor.

Las principales aplicaciones para este refrigerante son:

- Climatización de automóviles.
- Refrigeración doméstica y comercial.
- Aire acondicionado comercial e industrial.
- Transporte refrigerado.

Los envases de R134a deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor. Los vapores de R134a son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo.



Figura 34. Refrigerante R134a.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 35, que limitan el ciclo para el fluido R134a:

Tabla 35. Datos que limitan el ciclo (R134a).

Presión crítica (bar)	40
Presión mínima (bar)	11

Según el Anexo 4, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R134a, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo, en la Tabla 36:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 36. Datos del ciclo ORC (R134a).

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [°C]	X_i
[1]	115,2	40	0,4087	45,01	
[2]	127,7	40	0,4475	53,37	
[3]	132,7	40	0,4627	56,64	
[4]	226,7	40	0,7271	100,3	0
[5]	256,3	40	0,8065	100,3	
[6]	255,8	40	0,805	100,3	1
[7]	376,6	40	1,11	161,8	
[8]	340,5	11	1,11	106,2	
[9]	344,4	11	1,121	110	
[10]	339,4	11	1,108	105,2	
[11]	272,5	11	0,9143	42,95	1
[12]	112,7	11	0,4087	42,95	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 35, para el ciclo:

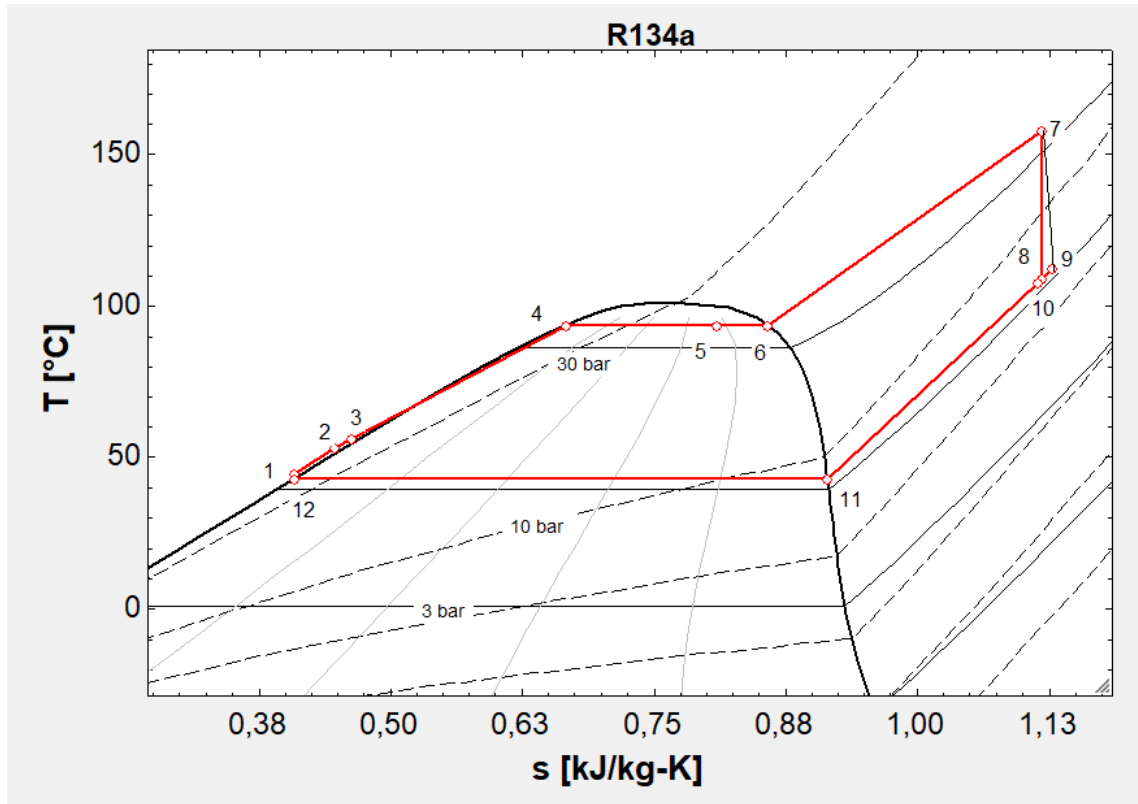


Figura 35. Diagrama T-s (R134a).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 37, con un rango de $30 < P_1 < 40$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 37. Tabla paramétrica $\eta_{\text{ciclo}}-P_1$ (134a).

Run	P_1 [bar]	Rend_ciclo
Run 1	30	0,09022
Run 2	30,34	0,09109
Run 3	30,69	0,09195
Run 4	31,03	0,0928
Run 5	31,38	0,09363
Run 6	31,72	0,09445
Run 7	32,07	0,09525
Run 8	32,41	0,09605
Run 9	32,76	0,09683
Run 10	33,1	0,0976
Run 11	33,45	0,09836
Run 12	33,79	0,0991
Run 13	34,14	0,09984
Run 14	34,48	0,1006
Run 15	34,83	0,1013
Run 16	35,17	0,102
Run 17	35,52	0,1027
Run 18	35,86	0,1034
Run 19	36,21	0,104
Run 20	36,55	0,1047
Run 21	36,9	0,1054
Run 22	37,24	0,106
Run 23	37,59	0,1066
Run 24	37,93	0,1073
Run 25	38,28	0,1079
Run 26	38,62	0,1085
Run 27	38,97	0,1091
Run 28	39,31	0,1097
Run 29	39,66	0,1103
Run 30	40	0,1109

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R134a son:

Tabla 38. Resultados del ciclo ORC (R134a).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_S = 1917$ [kJ/s]	$EX_T = 2800$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 1151$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7910$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 2033$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2631$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 3059$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2800$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 52,19$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 16,54$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 808,3$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 305$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 909,4$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 31,5$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 17,45$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1317$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 86,44$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 1224$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 7102$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 1728$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2600$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 3041$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1804$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 89,85$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 910$ [kJ/s]
$E_{Q,S7} = 935,2$ [kJ/s]	$h_{1r} = 115,9$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 272,2$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 255,9$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 28,3$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{S,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 141,5$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7396$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1109$
$rend_{lb} = 0,89$	$s_{1r} = 0,4107$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,092$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 89,85$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 820,1$ [kJ/s]	$w_T = 910$ [kJ/s]			

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tal y como indica la Tabla 38, el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 11,09%, con una potencia obtenida cercana a los 0,82 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 40 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 36, con los valores previamente calculados.

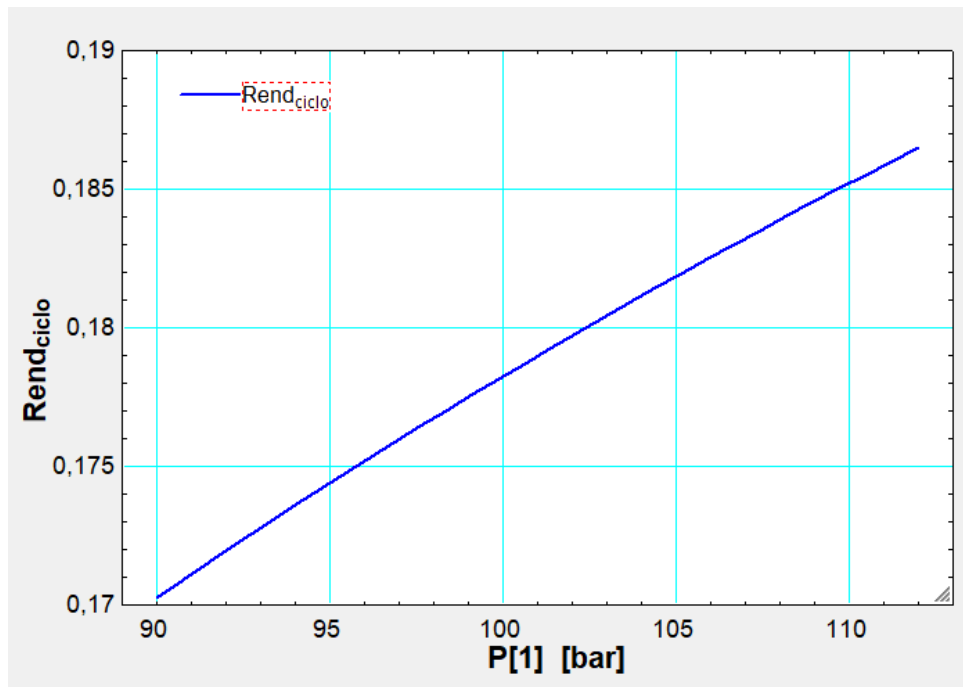


Figura 36. Curva $\eta_{\text{ciclo}}-P1$ (R134a).

3.4.1.4 R22

El R22 pertenece al grupo de hidroclorofluorocarbono (HCFC), usado en sectores como la refrigeración o climatización. Este refrigerante tiene bajo valor de ODP y unas propiedades termodinámicas muy buenas que hacen que este refrigerante sea idóneo para aplicaciones de alta y media temperatura en instalaciones fijas, transporte refrigerado y aire acondicionado.

Este refrigerante, hasta hace poco, era el más empleado en el sector del aire acondicionado, tanto para el sector industrial como doméstico, sin embargo, se está prohibido su distribución por ser altamente dañino para la capa de ozono. En la actualidad está siendo sustituido por el R-407C o el R-410a.

Respecto a la toxicidad de este fluido, es una sustancia con poca toxicidad: El valor del LC50 (4 horas) en ratas es de 219.000 ppm. El valor del TLV de 1.000 ppm (8horas – TWA) es recomendado por ACGIH (1998-1999)[10].

El almacenamiento de este refrigerante debe tener unas condiciones adecuadas: áreas frías, secas, buena ventilación, lejos de áreas con gran tráfico y de salidas de emergencia. La temperatura

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

máxima permitida en el lugar de almacenamiento no puede ser mayor de 52°C. Los cilindros se almacenarán en forma vertical, bien asegurados para que no haya lugar a caídas o golpes.



Figura 37. Refrigerante R22.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 39, que limitan el ciclo para el fluido R22:

Tabla 39. Datos que limitan el ciclo (R22).

Presión crítica (bar)	49
Presión mínima (bar)	16

Según el Anexo 5, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R22, se resumen, en la Tabla 40, los parametros para cada punto del ciclo:

Tabla 40. Datos del ciclo ORC (R22).

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	255	49	1,174	44,54	
[2]	267,5	49	1,213	53,97	
[3]	272,5	49	1,228	57,62	
[4]	350,7	49	1,449	95,19	0
[5]	396,1	49	1,573	95,97	
[6]	385,9	49	1,545	95,19	1
[7]	516,4	49	1,872	181,3	
[8]	477,6	16	1,872	111,2	
[9]	481,9	16	1,883	116,3	
[10]	476,9	16	1,87	110,3	
[11]	416,6	16	1,696	41,73	1
[12]	252,1	16	1,174	41,73	0

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 38, para el ciclo:

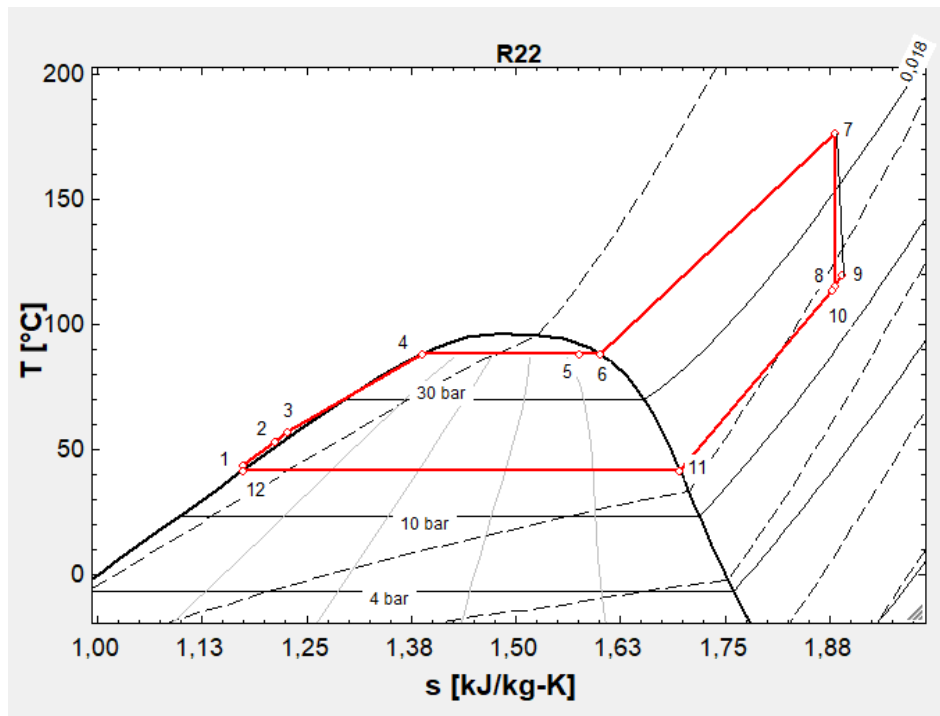


Figura 38. Diagrama T-s (R22).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 41, con un rango de $35 < P_1 < 49$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 41. Tabla paramétrica $\eta_{ciclo}-P_1$ (R22).

Run	P_1 [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	35	0,08708
Run 2	35,48	0,08843
Run 3	35,97	0,08974
Run 4	36,45	0,09104
Run 5	36,93	0,09231
Run 6	37,41	0,09355
Run 7	37,9	0,09478
Run 8	38,38	0,09598
Run 9	38,86	0,09716
Run 10	39,34	0,09833
Run 11	39,83	0,09947
Run 12	40,31	0,1006
Run 13	40,79	0,1017
Run 14	41,28	0,1028
Run 15	41,76	0,1039
Run 16	42,24	0,1049
Run 17	42,72	0,1059
Run 18	43,21	0,107
Run 19	43,69	0,108
Run 20	44,17	0,1089
Run 21	44,66	0,1099
Run 22	45,14	0,1109
Run 23	45,62	0,1118
Run 24	46,1	0,1127
Run 25	46,59	0,1136
Run 26	47,07	0,1145
Run 27	47,55	0,1154
Run 28	48,03	0,1163
Run 29	48,52	0,1172
Run 30	49	0,118

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R22 son:

Tabla 42. Resultados del ciclo ORC (R22).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 2469$ [kJ/s]	$EX_7 = 3389$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 1697$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 8468$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 2547$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 3188$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 4133$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 3389$ [kJ/s]	$EX_{p,BoI} = 60,88$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 19,06$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 813,8$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 277,3$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 924,9$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 31,43$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 18,76$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1313$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 91,38$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 1781$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 7654$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 2269$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 3157$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 4114$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 2321$ [kJ/s]	$EX_{wB} = 103,4$ [kJ/s]	$EX_{wT} = 976,3$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 980,6$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 255,8$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 426$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref.} = 253,7$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 28,3$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{s,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boI} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 141,5$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7396$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,118$
$rend_{lb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,176$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,972$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 103,4$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 872,9$ [kJ/s]	$w_T = 976,3$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 42., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 11,80%, con una potencia obtenida cercana a los 0,87 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 49 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 39, con los valores previamente calculados.

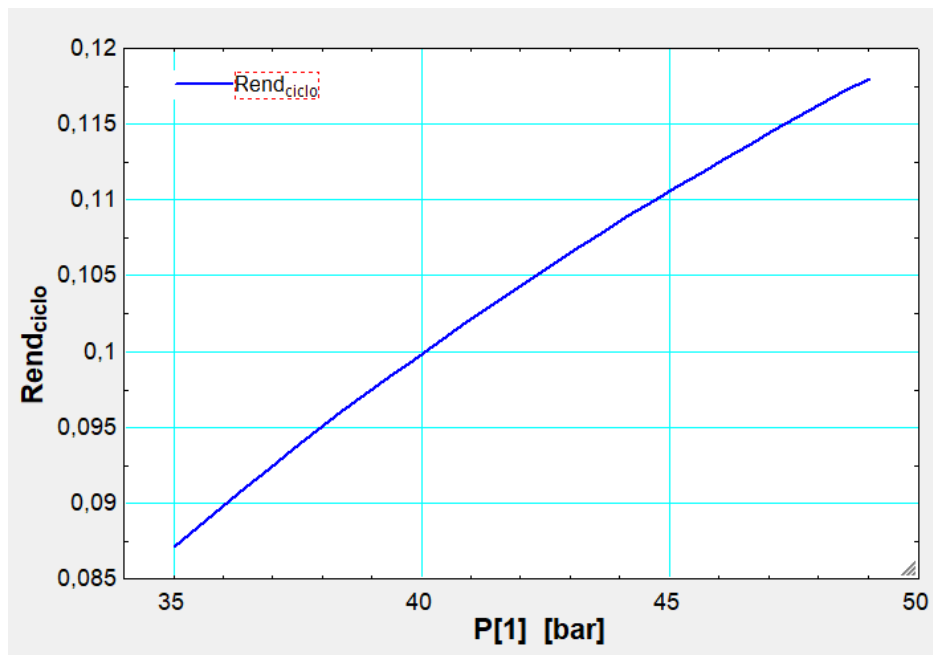


Figura 39. Gráfica η_{ciclo} -P1 (R22).

3.4.2 Fluidos Isoentrópicos

3.4.2.1 DimethylEther

Se trata de una sustancia que esta en auge en la última década, cuyas principales aplicaciones son: actuar como agente propulsor en los sprays, suministrador de hidrógeno en pilas de hidrógeno, agente refrigerante, así como en la síntesis química.

Al igual que el agua, tiene una estructura angular ($\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$), con un átomo de oxígeno con hibridación sp^3 dando lugar a un ángulo de enlace casi tetraédrico, aunque, a diferencia del agua, la estructura voluminosa de los grupos metilo hace que el ángulo de enlace sea mayor, de 110° frente a los $104,5^\circ$ del agua.

Este producto se plantea como una alternativa a los CFC, ya que estos tienen un efecto muy negativo sobre el ozono. Es un compuesto químico respetuoso con el medio ambiente, siendo materia prima en la industria química para la fabricación de una gran variedad de productos, tales como etileno, propileno, gasolina, hidrógeno, ácido acético o dimetil sulfato. [11]

Su punto de ebullición del DME es muy bajo, alrededor de los 100°C , por lo que tiene una volatilidad menor. Su toxicidad es nula en concentraciones bajas, sin embargo, en concentraciones altas puede llegar a afectar al sistema nervioso central.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42°C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 43, que limitan el ciclo para el fluido DimethylEther:

Tabla 43. Datos que limitan el ciclo (DimethylEther).

Presión crítica (bar)	53
Presión mínima (bar)	10

Según el Anexo 6, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el DimethylEther, en la Tabla 44, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 44. Datos del ciclo ORC (DimethylEther)

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [°C]	X_i
[1]	171,1	53	0,5775	46,72	
[2]	194,7	53	0,6502	56,03	
[3]	199,7	53	0,6654	57,98	
[4]	452,8	53	1,347	126,5	0
[5]	432,9	53	1,297	125,9	
[6]	500,2	53	1,465	126,5	1
[7]	659,8	53	1,854	157,6	
[8]	571,1	10	1,854	64,54	
[9]	580,8	10	1,883	69,91	
[10]	575,8	10	1,868	67,16	
[11]	534,1	10	1,741	44,32	1
[12]	164,3	10	0,5775	44,32	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s para el ciclo, según Figura 40:

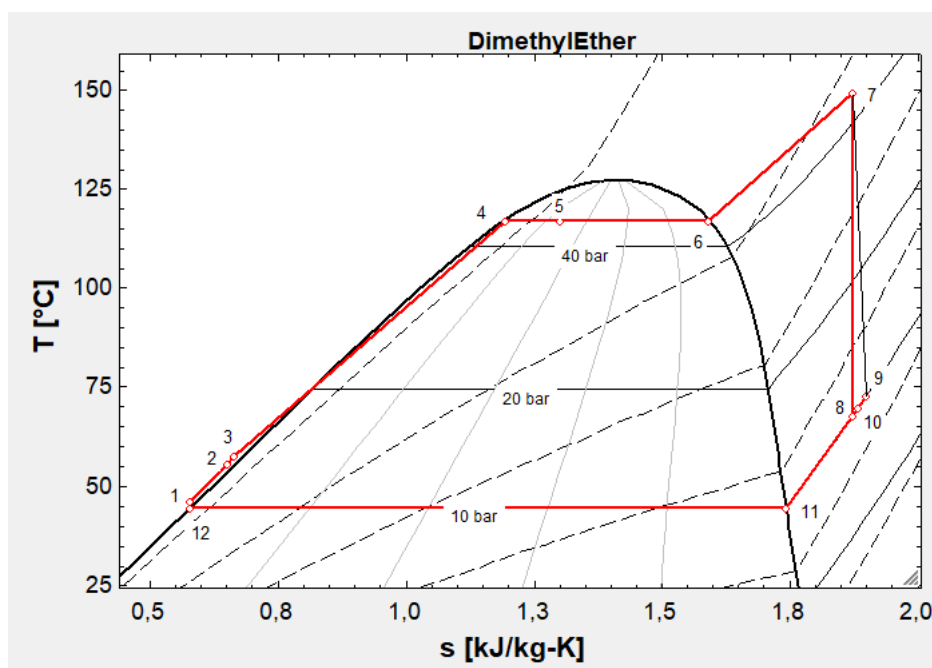


Figura 40. Diagrama T-s (DimethylEther).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 45, con un rango de $40 < P_1 < 53$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 45. Tabla paramétrica η_{Ciclo} -P1 (DimethylEther).

Run	P ₁ [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	40	0,1269
Run 2	40,45	0,1277
Run 3	40,9	0,1284
Run 4	41,34	0,1291
Run 5	41,79	0,1299
Run 6	42,24	0,1305
Run 7	42,69	0,1312
Run 8	43,14	0,1319
Run 9	43,59	0,1326
Run 10	44,03	0,1332
Run 11	44,48	0,1338
Run 12	44,93	0,1345
Run 13	45,38	0,1351
Run 14	45,83	0,1357
Run 15	46,28	0,1363
Run 16	46,72	0,1369
Run 17	47,17	0,1375
Run 18	47,62	0,138
Run 19	48,07	0,1386
Run 20	48,52	0,1391
Run 21	48,97	0,1397
Run 22	49,41	0,1402
Run 23	49,86	0,1407
Run 24	50,31	0,1412
Run 25	50,76	0,1417
Run 26	51,21	0,1422
Run 27	51,66	0,1427
Run 28	52,1	0,1432
Run 29	52,55	0,1437
Run 30	53	0,1442

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo DimethylEther son:

Tabla 46. Resultados del ciclo ORC (DimethylEther).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
EX _S = 2137 [kJ/s]	EX _T = 3091 [kJ/s]	EX _{e,Bomba} = 1270 [kJ/s]	EX _{e,CAC} = 8055 [kJ/s]	EX _{e,Condensador} = 2022 [kJ/s]
EX _{e,JWC} = 2781 [kJ/s]	EX _{e,REC} = 3187 [kJ/s]	EX _{e,Turbina} = 3091 [kJ/s]	EX _{p,BOI} = 44,92 [kJ/s]	EX _{p,Bomba} = 23,34 [kJ/s]
EX _{p,CAC} = 733,5 [kJ/s]	EX _{p,Condensador} = 196,4 [kJ/s]	EX _{p,Evaporador} = 810 [kJ/s]	EX _{p,JWC} = 29,34 [kJ/s]	EX _{p,REC} = 2,246 [kJ/s]
EX _{p,Sistema} = 1156 [kJ/s]	EX _{p,Turbina} = 126 [kJ/s]	EX _{s,Bomba} = 1374 [kJ/s]	EX _{s,CAC} = 7322 [kJ/s]	EX _{s,Condensador} = 1826 [kJ/s]
EX _{s,JWC} = 2751 [kJ/s]	EX _{s,REC} = 3185 [kJ/s]	EX _{s,Turbina} = 1781 [kJ/s]	EX _{WB} = 127,5 [kJ/s]	EX _{WT} = 1184 [kJ/s]
E _{Q,57} = 998,9 [kJ/kg]	h _{1r} = 172,8 [kJ/kg]	h ₃₁ = 431,3 [kJ/kg]	h ₃₂ = 262 [kJ/kg]	h ₄₁ = 548,6 [kJ/kg]
h ₄₂ = 463,9 [kJ/kg]	h ₅₀ = 356,2 [kJ/kg]	h ₅₁ = 349,5 [kJ/kg]	h ₆₀ = 134,2 [kJ/kg]	h ₆₁ = 159,3 [kJ/kg]
h _o = 528,6 [kJ/kg]	h _{oair} = 293,3 [kJ/kg]	h _{ow} = 84,01 [kJ/kg]	m _{agua,ref.} = 246,2 [kg/s]	m _{ref} = 15 [kg/s]
m _{ref1} = 20,1 [kg/s]	m _{ref2} = 41,3 [kg/s]	m _{ref3} = 52,8 [kg/s]	P ₃₁ = 1,2 [bar]	P ₃₂ = 1,2 [bar]
P ₄₁ = 2,9 [bar]	P ₄₂ = 2,9 [bar]	P ₅₀ = 3 [bar]	P ₅₁ = 3 [bar]	P ₆₀ = 1 [bar]
P ₆₁ = 1 [bar]	P _o = 1 [bar]	Q _{S,7} = 3403 [kJ/kg]	q _{e,boi} = 3403 [kJ/kg]	q _{e,cac} = 3498 [kJ/kg]
q _{e,jwc} = 353,8 [kJ/kg]	q _{e,rec} = 75 [kJ/kg]	Q _{e,tot} = 7330 [kJ/kg]	rend _{bomba} = 0,8	Rend _{ciclo} = 0,1442
rend _{tb} = 0,89	s _{1r} = 0,5828	s ₄₁ = 7,168 [kJ/kg-K]	s ₄₂ = 6,999 [kJ/kg-K]	s ₅₀ = 1,134 [kJ/kg-K]
s ₅₁ = 1,116 [kJ/kg-K]	s ₆₀ = 0,4642 [kJ/kg-K]	s ₆₁ = 0,5456 [kJ/kg-K]	s _o = 2,11 [kJ/kg-K]	s _{oair} = 6,845 [kJ/kg-K]
s _{ow} = 0,2965 [kJ/kg-K]	T ₆₀ = 32 [°C]	T ₆₁ = 38 [°C]	To = 20 [°C]	w _B = 127,5 [kJ/s]
w _{ciclo} = 1057 [kJ/s]	w _T = 1184 [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 46., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 14,42%, con una potencia obtenida cercana a los 1,06 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 53 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 41, con los valores previamente calculados.

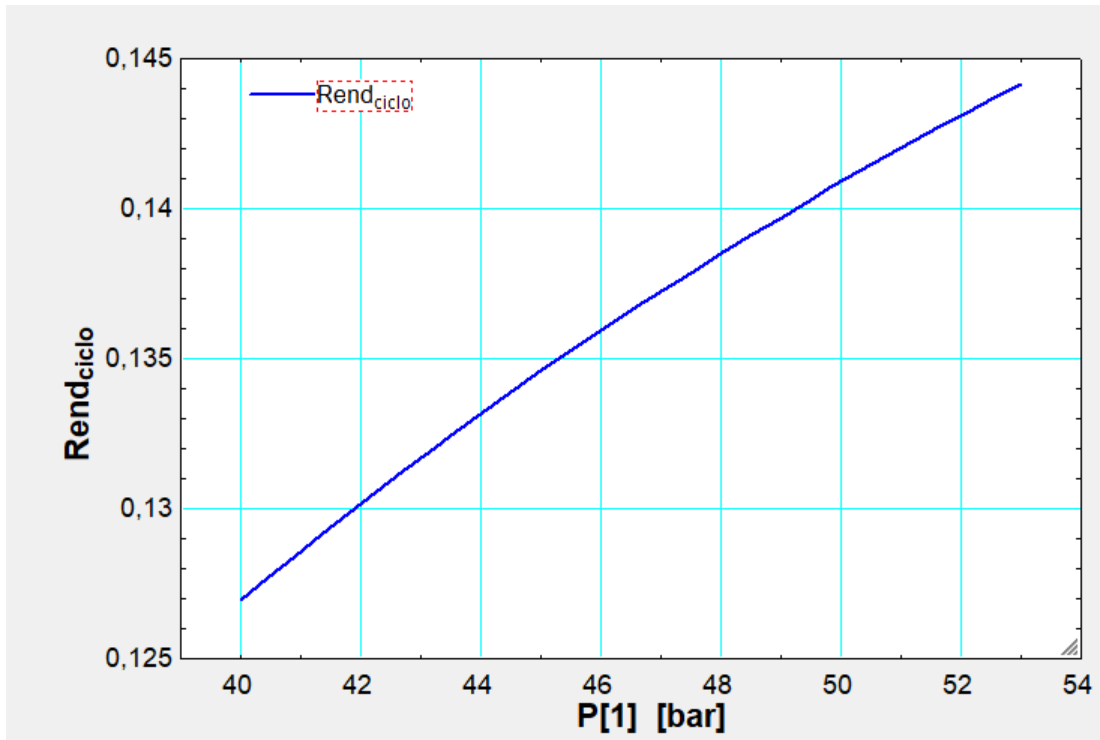


Figura 41. Curva η_{ciclo} -P1 (DimethylEther).

3.4.2.2 R124

Este compuesto pertenece al grupo de hidroclorofluorocarbono (HCFC), cuyo uso está limitado por el Protocolo de Montreal. Su principal uso es para aire acondicionado que trabajan en entornos de alta temperatura y para la recuperación de energía, lo cual es ideal para el proyecto que se está tratando. El R-124 se utilizó preferentemente para la construcción de nuevas instalaciones en lugar del R-114 (CFC).



Figura 42. Refrigerante R124.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes, Tabla 47, datos que limitan el ciclo para el fluido R124:

Tabla 47. Datos que limitan el ciclo (R124).

Presión crítica (bar)	36
Presión mínima (bar)	7

Según el Anexo 7, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R124, en la Tabla 48, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Tabla 48. Datos del ciclo ORC (R124)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	254,5	36	1,175	47,87	
[2]	267	36	1,213	58,42	
[3]	272	36	1,228	62,56	
[4]	370,8	36	1,496	121,9	0
[5]	395,6	36	1,558	122,3	
[6]	387,6	36	1,538	121,9	1
[7]	515,8	36	1,838	208,1	
[8]	475,9	7	1,838	148	
[9]	480,3	7	1,848	152,8	
[10]	475,3	7	1,837	147,3	
[11]	385,5	7	1,593	46,05	1
[12]	252,2	7	1,175	46,05	0

Una vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 43, para el ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

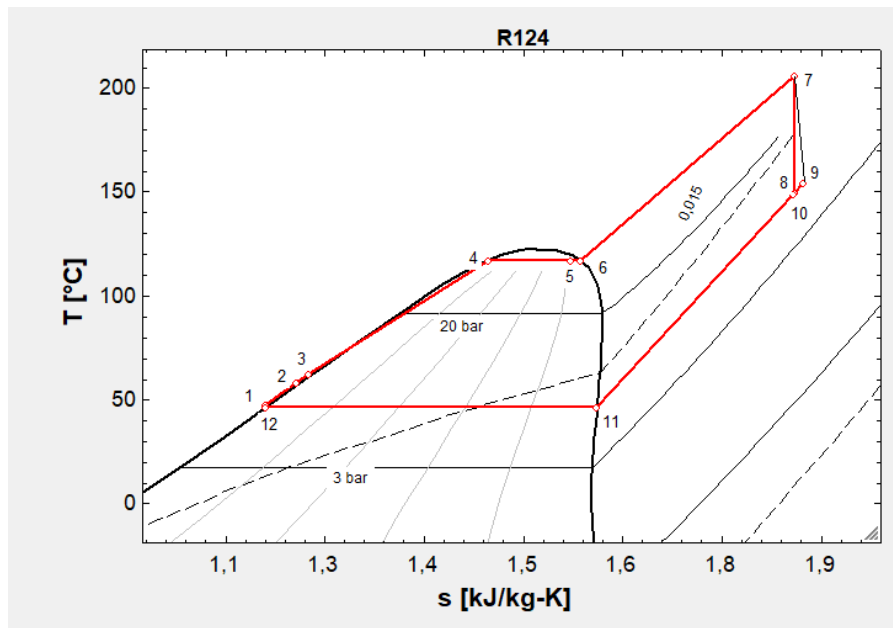


Figura 43. Diagrama T-s (R124).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 49, con un rango de $25 < P_1 < 36$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 49. Tabla paramétrica $\eta_{ciclo-P_1}$ (R124).

Run	P_1 [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	25	0,102
Run 2	25,38	0,103
Run 3	25,76	0,104
Run 4	26,14	0,105
Run 5	26,52	0,106
Run 6	26,9	0,1069
Run 7	27,28	0,1079
Run 8	27,66	0,1088
Run 9	28,03	0,1097
Run 10	28,41	0,1106
Run 11	28,79	0,1114
Run 12	29,17	0,1123
Run 13	29,55	0,1131
Run 14	29,93	0,1139
Run 15	30,31	0,1147
Run 16	30,69	0,1155
Run 17	31,07	0,1163
Run 18	31,45	0,1171
Run 19	31,83	0,1178
Run 20	32,21	0,1186
Run 21	32,59	0,1193
Run 22	32,97	0,12
Run 23	33,34	0,1207
Run 24	33,72	0,1214
Run 25	34,1	0,1221
Run 26	34,48	0,1228
Run 27	34,86	0,1235
Run 28	35,24	0,1241
Run 29	35,62	0,1247
Run 30	36	0,1254

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R124 son:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 50. Resultados del ciclo ORC (R124).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1489$ [kJ/s]	$EX_7 = 2571$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 607,7$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7365$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 1692$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2080$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 2185$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2571$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 45,06$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 14,55$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 691,7$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 516,5$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 790,6$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 27,61$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 26,3$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1408$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 86,11$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 672,9$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 6673$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 1176$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2052$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 2159$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1478$ [kJ/s]	$EX_{WVB} = 79,78$ [kJ/s]	$EX_{WVT} = 1007$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 1128$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 255,1$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 376$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 251,7$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 28,3$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{5,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 141,5$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7396$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1254$
$rend_{tp} = 0,89$	$s_{1r} = 1,177$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,671$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 79,78$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 927,4$ [kJ/s]	$w_T = 1007$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 50., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 12,54%, con una potencia obtenida cercana a los 0,93 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 36 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 44, con los valores previamente calculados.

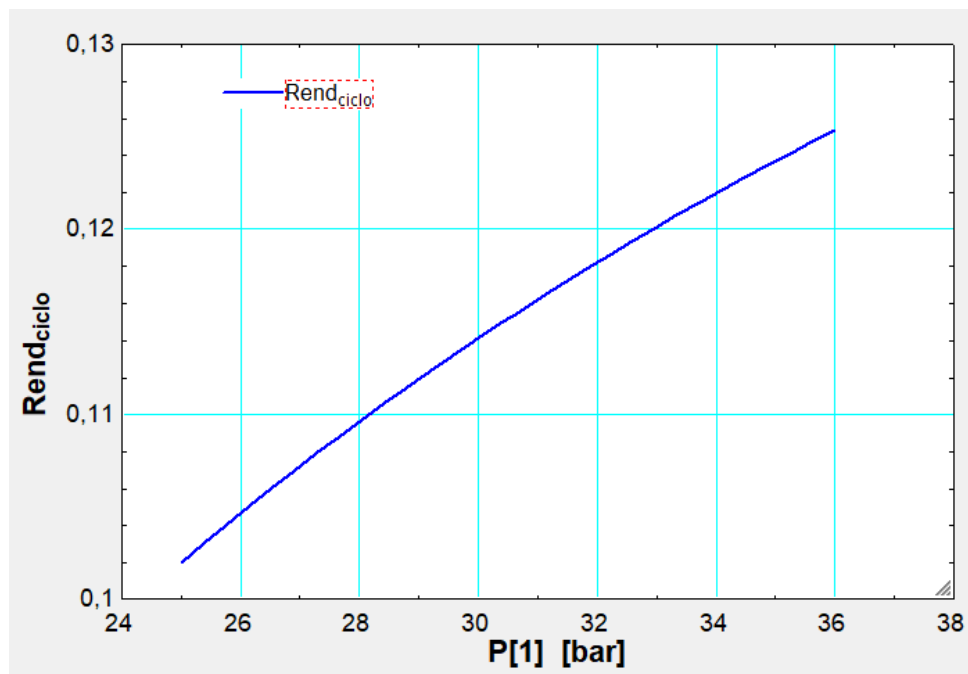


Figura 44. Curva η_{ciclo} -P1 (R124).

3.4.2.3 R142b

Pertenece a la familia de los HCFC y conocido como 1-Chloro-1,1-difluoroethane, también reconocido por los nombres comerciales Freón 142b, cuya fórmula química es CH_3CClF_2 . Es un gas incoloro y transparente a temperatura normal, fácilmente soluble en aceite, pero pobremente en agua.

Se utiliza en diversas aplicaciones: como agente espumante para la producción de plásticos espumosos, como refrigerante y como materia prima para la fabricación de fluoruro de polivinilideno (PVDF), se utilizó principalmente para sustituir a los CFC que fueron prohibidos inicialmente por el Protocolo de Montreal, pero que ahora también están prohibidos debido a su capacidad de agotamiento de la capa de ozono. La Agencia de Protección Ambiental (EPA) establece que los CFC y los HCFC sólo pueden utilizarse en procesos que resulten en la transformación o destrucción de los HCFC, como el uso de HCFC-142b como materia prima para la fabricación de PVDF. El objetivo de estas nuevas regulaciones es la eliminación gradual de los HCFC de la misma manera que se eliminaron los CFC.



Figura 45. Refrigerante R124.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 51, que limitan el ciclo para el fluido R124b:

Tabla 51. Datos que limitan el ciclo (R142b).

Presión crítica (bar)	40
Presión mínima (bar)	6

Según el Anexo 8, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R142b, en la Tabla 52, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 52. Datos del ciclo ORC (R142b)

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [°C]	X_i
[1]	262,4	40	1,199	47,03	
[2]	274,9	40	1,237	56,17	
[3]	279,9	40	1,252	59,77	
[4]	422,8	40	1,632	136,3	0
[5]	403,5	40	1,585	132,9	
[6]	453,3	40	1,707	136,3	1
[7]	523,7	40	1,875	162,1	
[8]	475,6	6	1,875	73,82	
[9]	480,9	6	1,89	79,13	
[10]	475,9	6	1,876	74,12	
[11]	446,7	6	1,788	45,1	1
[12]	259,2	6	1,199	45,1	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 46, para el ciclo:

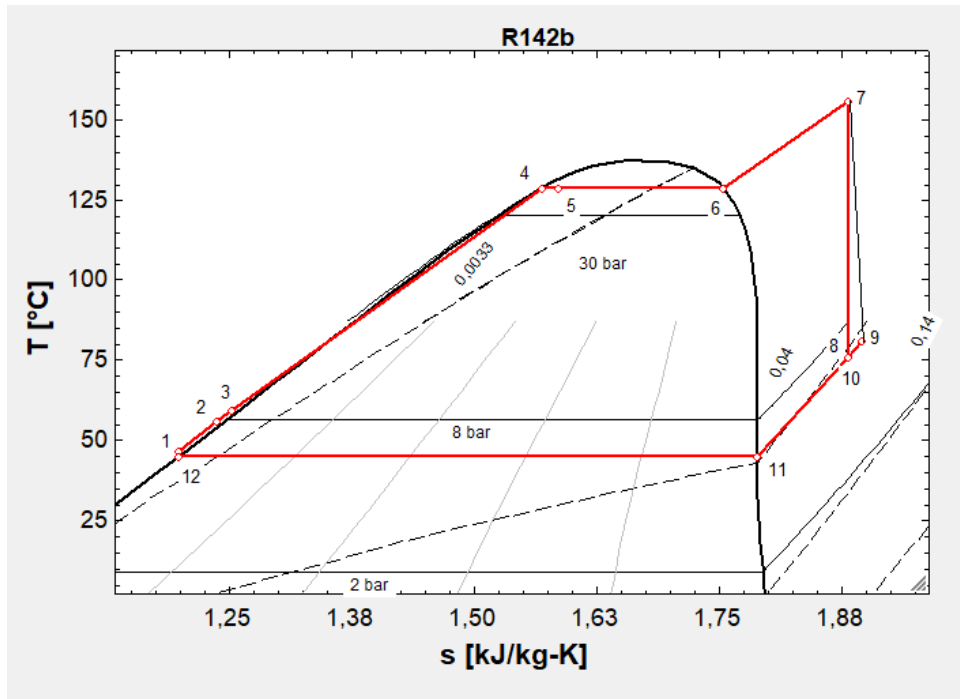


Figura 46. Diagrama T-s (R142b).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 53, con un rango de $30 < P_1 < 40$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 53. Tabla paramétrica $\eta_{Ciclo}-P_1$ (R142b).

Run	P_1 [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	30	0,1332
Run 2	30,34	0,1339
Run 3	30,69	0,1346
Run 4	31,03	0,1352
Run 5	31,38	0,1359
Run 6	31,72	0,1365
Run 7	32,07	0,1371
Run 8	32,41	0,1377
Run 9	32,76	0,1383
Run 10	33,1	0,1389
Run 11	33,45	0,1394
Run 12	33,79	0,14
Run 13	34,14	0,1405
Run 14	34,48	0,1411
Run 15	34,83	0,1416
Run 16	35,17	0,1421
Run 17	35,52	0,1426
Run 18	35,86	0,1431
Run 19	36,21	0,1436
Run 20	36,55	0,1441
Run 21	36,9	0,1446
Run 22	37,24	0,1451
Run 23	37,59	0,1455
Run 24	37,93	0,146
Run 25	38,28	0,1464
Run 26	38,62	0,1469
Run 27	38,97	0,1473
Run 28	39,31	0,1477
Run 29	39,66	0,1482
Run 30	40	0,1486

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R142b son:

Tabla 54. Resultados del ciclo ORC (R142b).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1617$ [kJ/s]	$EX_7 = 2615$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 735,3$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7517$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 1505$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2234$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 2138$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2615$ [kJ/s]	$EX_{P,BOI} = 34,38$ [kJ/s]	$EX_{P,Bomba} = 20,68$ [kJ/s]
$EX_{P,CAC} = 714,9$ [kJ/s]	$EX_{P,Condensador} = 217,5$ [kJ/s]	$EX_{P,Evaporador} = 785$ [kJ/s]	$EX_{P,JWC} = 29,12$ [kJ/s]	$EX_{P,REC} = 6,676$ [kJ/s]
$EX_{P,Sistema} = 1149$ [kJ/s]	$EX_{P,Turbina} = 125,5$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 827,7$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 6802$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 1287$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2205$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 2131$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1277$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 113,1$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 1212$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 1032$ [kJ/s]	$h_{1r} = 263,2$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 436,1$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 244,6$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 28,3$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{5,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 141,5$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7396$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1486$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,201$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,891$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 113,1$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 1099$ [kJ/s]	$w_T = 1212$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 54., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 14,86%, con una potencia obtenida cercana a los 1,1 MW.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 40 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 47, con los valores previamente calculados.

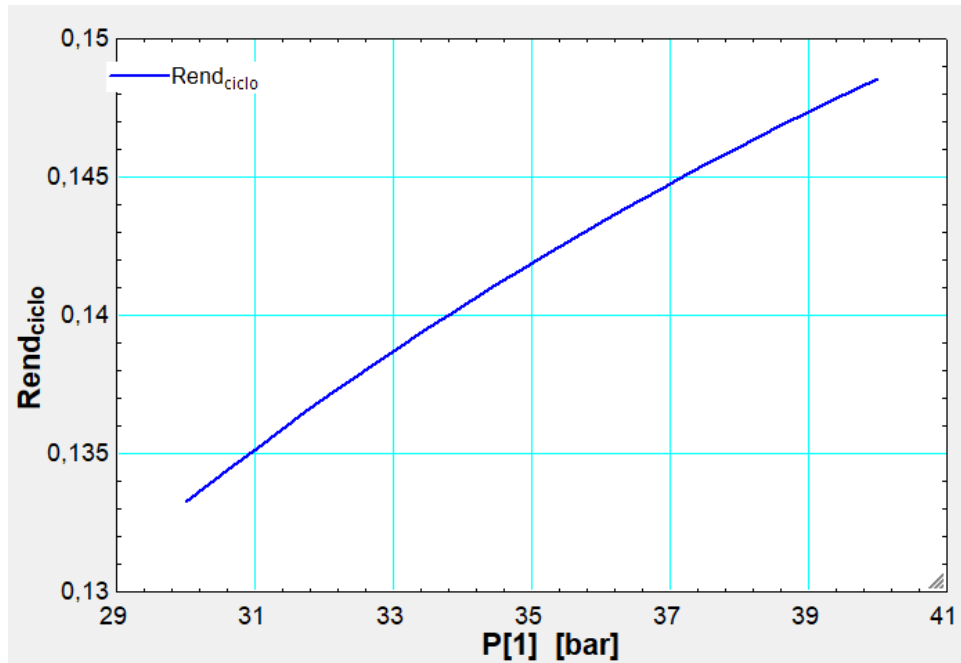


Figura 47. Curva η_{ciclo} -P1 (R142b).

3.4.2.4 R1234yf

El R1234yf es un refrigerante de la familia hidrofluoroolefina (HFO). Los refrigerantes HFO están compuestos de átomos de hidrógeno, flúor y carbono, pero contienen al menos un enlace doble entre los átomos de carbono. Debido a su composición, el R1234yf no daña la capa de ozono ni tiene un impacto mínimo en el calentamiento global.

Este compuesto es inflamable y puede requerir medidas adicionales de seguridad durante su aplicación, uso y servicio. Se recomienda realizar una evaluación previa del riesgo. Debe ser utilizado en sistemas de aire acondicionado diseñados para operar con este gas. No debe utilizarse para adaptar los sistemas existentes que operan con el R134a.

Es un gas refrigerante más costoso y complejo de producir que el R134a. Estamos a su disposición para trabajar conjuntamente para gestionar de forma eficaz su stock de botellas.

Entre sus principales ventajas se encuentran:

- Diseñado para sistemas de aire acondicionado para automoción.
- Capacidad de enfriamiento y eficiencia energética idénticas a las del R134A.
- Adecuado para todos los climas.
- Menos impacto ambiental.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos



Figura 48. Refrigerante 1234yf

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 55, que limitan el ciclo para el fluido R1234yf:

Tabla 55. Datos que limitan el ciclo (R1234yf).

Presión crítica (bar)	32
Presión mínima (bar)	11

Según el Anexo 9, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R1234yf, se resumen los parámetros, según Tabla 56, para cada punto del ciclo:

Tabla 56. Datos del ciclo ORC (R1234yf)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	261,5	32	1,199	44,92	
[2]	272,9	32	1,235	52,67	
[3]	277,9	32	1,25	55,99	
[4]	348,5	32	1,452	91,92	0
[5]	390,7	32	1,568	91,99	
[6]	390,3	32	1,567	91,92	1
[7]	500,5	32	1,848	157,6	
[8]	473,2	11	1,848	118,4	
[9]	476,2	11	1,856	121	
[10]	471,2	11	1,843	116,6	
[11]	388,8	11	1,608	43,07	1
[12]	259,4	11	1,199	43,07	0

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 49, para el ciclo:

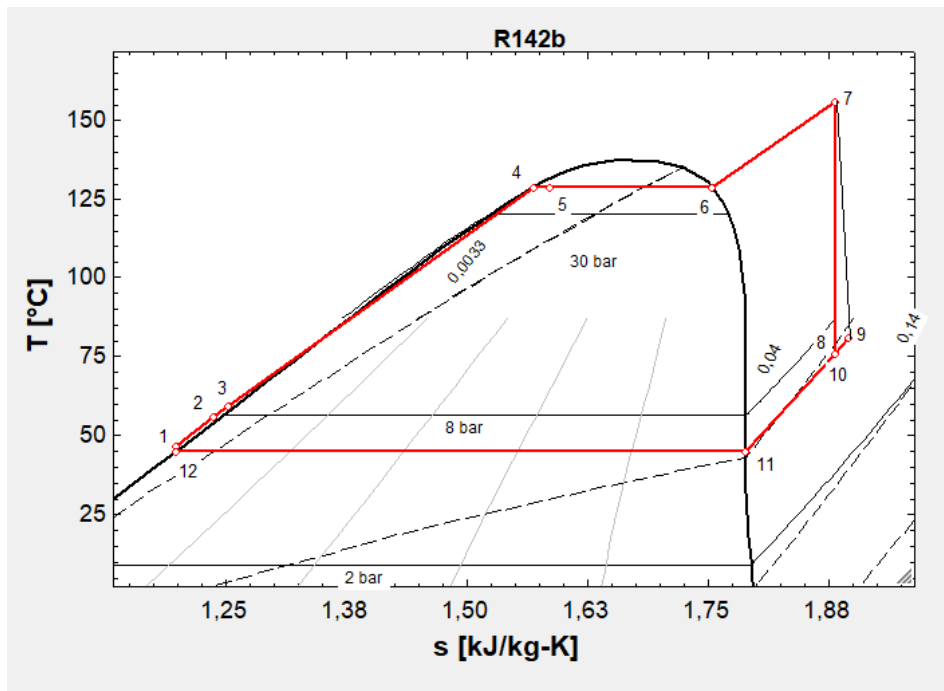


Figura 49. Diagrama T-s (R1234yf).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 57, con un rango de $25 < P_1 < 32$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 57. Tabla paramétrica $\eta_{ciclo}-P_1$ (R1234yf).

Run	P_1 [bar]	η_{ciclo}
Run 1	25	0,07268
Run 2	25,24	0,07343
Run 3	25,48	0,07416
Run 4	25,72	0,07489
Run 5	25,97	0,0756
Run 6	26,21	0,07631
Run 7	26,45	0,07701
Run 8	26,69	0,07769
Run 9	26,93	0,07837
Run 10	27,17	0,07904
Run 11	27,41	0,07971
Run 12	27,66	0,08036
Run 13	27,9	0,08101
Run 14	28,14	0,08164
Run 15	28,38	0,08227
Run 16	28,62	0,0829
Run 17	28,86	0,08351
Run 18	29,1	0,08412
Run 19	29,34	0,08472
Run 20	29,59	0,08531
Run 21	29,83	0,0859
Run 22	30,07	0,08648
Run 23	30,31	0,08705
Run 24	30,55	0,08761
Run 25	30,79	0,08817
Run 26	31,03	0,08873
Run 27	31,28	0,08927
Run 28	31,52	0,08981
Run 29	31,76	0,09034
Run 30	32	0,09087

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R1234yf son:

Tabla 58. Resultados del ciclo ORC (R1234yf).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1870$ [kJ/s]	$EX_7 = 2728$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 1148$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7900$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 2136$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2620$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 3150$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2728$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 38,64$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 14,57$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 844,5$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 396,7$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 937,8$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 31,89$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 22,81$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1418$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 69,37$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 1213$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 7055$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 1739$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2588$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 3127$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1906$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 79,15$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 752,5$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 896,6$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 262$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 386$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 261,8$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 31$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{5,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 155$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7410$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,09087$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,201$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,758$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 79,15$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 673,3$ [kJ/s]	$w_T = 752,5$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 58., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 9,087%, con una potencia obtenida cercana a los 0,67 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 32 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 50, con los valores previamente calculados.

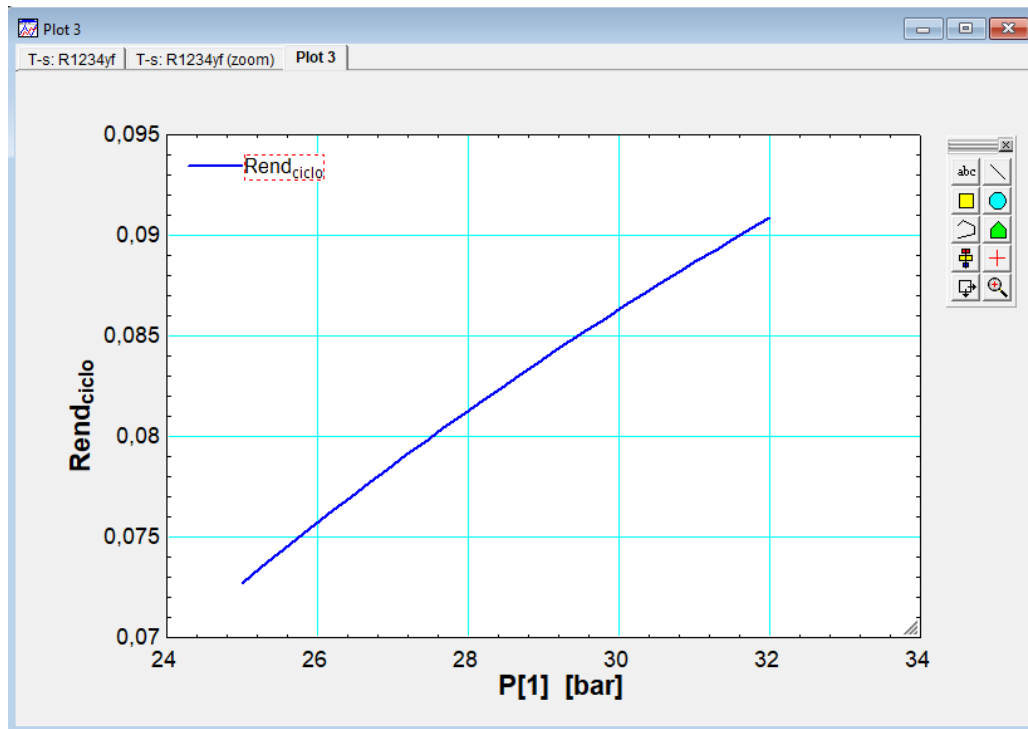


Figura 50. Gráfica η_{ciclo} -P1 (R1234yf).

3.4.3 Fluidos Secos

3.4.3.1 R227ea

Este refrigerante pertenece a la familia de los Hidrofluorocarburos (HFC), se utiliza en sistemas de extinción de incendios en instalaciones de procesamiento de datos y telecomunicaciones, y en la protección de muchos líquidos y gases inflamables. Además, también es muy usado en la refrigeración de alta temperatura, así como en algunas aplicaciones de bombas de calor y de transferencia de calor. También es usado como agente propulsor en aplicaciones médicas.

El HFC-227ea no contiene átomos de cloro o bromo, y no presenta ningún efecto de reducción de la capa de ozono. Su vida atmosférica se aproxima entre 31 y 42 años. No deja residuos ni depósitos aceitosos y puede eliminarse mediante la ventilación del espacio afectado.

Como propulsor en aerosol, el HFC-227ea se utiliza en inhaladores farmacéuticos de dosis medida, como los que se utilizan para dispensar medicamentos para el asma.



Figura 51. Refrigerante 227ea.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 59, que limitan el ciclo para el fluido R227ea:

Tabla 59. Datos que limitan el ciclo (R227ea).

Presión crítica (bar)	29
Presión mínima (bar)	8

Según el Anexo 10, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R227ea, se resumen los parámetros, Tabla 60, para cada punto del ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 60. Datos del ciclo ORC (R227ea)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	254,4	29	1,177	46,37	
[2]	263,2	29	1,205	53,48	
[3]	268,2	29	1,22	57,43	
[4]	343,2	29	1,431	101,3	0
[5]	355,7	29	1,464	101,3	
[6]	359,5	29	1,474	101,3	1
[7]	440,8	29	1,68	151,6	
[8]	419,2	8	1,68	114,4	
[9]	421,6	8	1,687	116,8	
[10]	416,6	8	1,674	111,7	
[11]	352,1	8	1,49	44,81	1
[12]	252,8	8	1,177	44,81	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 52, para el ciclo:

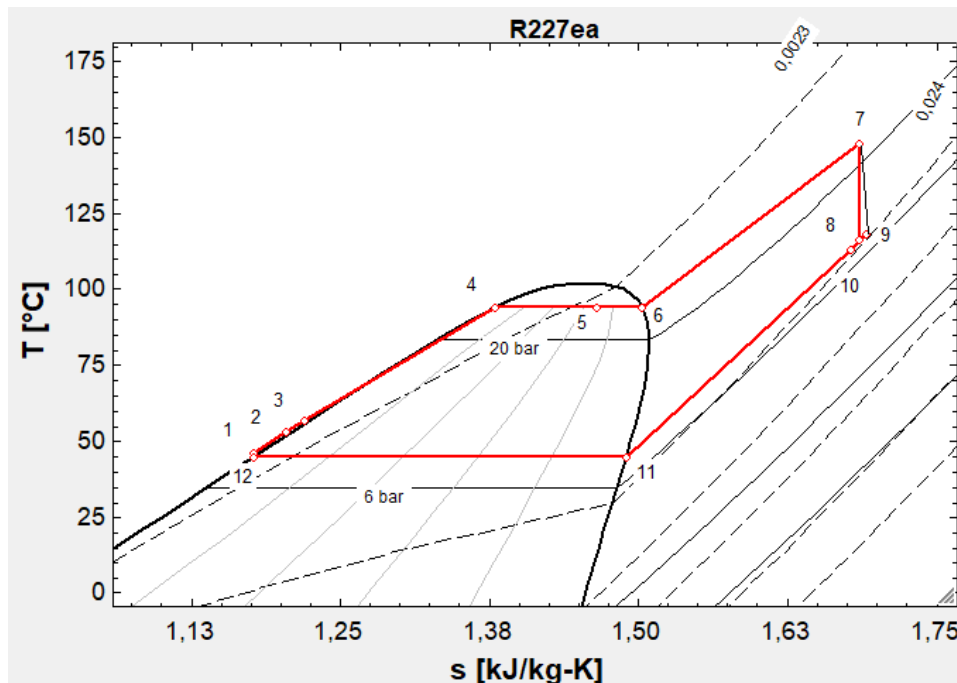


Figura 52. Diagrama T-s (R227ea).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 61, con un rango de $24 < P_1 < 29$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 61. Tabla paramétrica η_{ciclo} -P1 (R227ea).

Run	P ₁ [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	24	0,08122
Run 2	24,17	0,08165
Run 3	24,34	0,08208
Run 4	24,52	0,08251
Run 5	24,69	0,08293
Run 6	24,86	0,08335
Run 7	25,03	0,08376
Run 8	25,21	0,08417
Run 9	25,38	0,08457
Run 10	25,55	0,08497
Run 11	25,72	0,08536
Run 12	25,9	0,08575
Run 13	26,07	0,08614
Run 14	26,24	0,08652
Run 15	26,41	0,0869
Run 16	26,59	0,08728
Run 17	26,76	0,08765
Run 18	26,93	0,08802
Run 19	27,1	0,08838
Run 20	27,28	0,08874
Run 21	27,45	0,0891
Run 22	27,62	0,08945
Run 23	27,79	0,0898
Run 24	27,97	0,09015
Run 25	28,14	0,09049
Run 26	28,31	0,09083
Run 27	28,48	0,09117
Run 28	28,66	0,0915
Run 29	28,83	0,09183
Run 30	29	0,09216

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R227ea son:

Tabla 62. Resultados del ciclo ORC (R227ea).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
EX _S = 1544 [kJ/s]	EX ₇ = 2408 [kJ/s]	EX _{e,Bomba} = 786,8 [kJ/s]	EX _{e,CAC} = 7546 [kJ/s]	EX _{e,Condensador} = 1788 [kJ/s]
EX _{e,JWC} = 2259 [kJ/s]	EX _{e,REC} = 2453 [kJ/s]	EX _{e,Turbina} = 2408 [kJ/s]	EX _{p,BOI} = 43,04 [kJ/s]	EX _{p,Bomba} = 14,73 [kJ/s]
EX _{p,CAC} = 817,2 [kJ/s]	EX _{p,Condensador} = 411,6 [kJ/s]	EX _{p,Evaporador} = 918,1 [kJ/s]	EX _{p,JWC} = 30,77 [kJ/s]	EX _{p,REC} = 27,05 [kJ/s]
EX _{p,Sistema} = 1416 [kJ/s]	EX _{p,Turbina} = 71,49 [kJ/s]	EX _{s,Bomba} = 852,5 [kJ/s]	EX _{s,CAC} = 6729 [kJ/s]	EX _{s,Condensador} = 1376 [kJ/s]
EX _{s,JWC} = 2229 [kJ/s]	EX _{s,REC} = 2426 [kJ/s]	EX _{s,Turbina} = 1569 [kJ/s]	EX _{WB} = 80,38 [kJ/s]	EX _{WT} = 767,4 [kJ/s]
E _{Q,57} = 907,1 [kJ/s]	h _{1r} = 254,8 [kJ/kg]	h ₃₁ = 431,3 [kJ/kg]	h ₃₂ = 262 [kJ/kg]	h ₄₁ = 548,6 [kJ/kg]
h ₄₂ = 463,9 [kJ/kg]	h ₅₀ = 356,2 [kJ/kg]	h ₅₁ = 349,5 [kJ/kg]	h ₆₀ = 134,2 [kJ/kg]	h ₆₁ = 159,3 [kJ/kg]
h _o = 342,3 [kJ/kg]	h _{o,air} = 293,3 [kJ/kg]	h _{o,w} = 84,01 [kJ/kg]	m _{agua,ref.} = 261,3 [kg/s]	m _{ref.} = 40 [kg/s]
m _{ref1} = 20,1 [kg/s]	m _{ref2} = 41,3 [kg/s]	m _{ref3} = 52,8 [kg/s]	P ₃₁ = 1,2 [bar]	P ₃₂ = 1,2 [bar]
P ₄₁ = 2,9 [bar]	P ₄₂ = 2,9 [bar]	P ₅₀ = 3 [bar]	P ₅₁ = 3 [bar]	P ₆₀ = 1 [bar]
P ₆₁ = 1 [bar]	P _o = 1 [bar]	Q _{s,7} = 3403 [kJ/kg]	q _{e,boi} = 3403 [kJ/kg]	q _{e,cac} = 3498 [kJ/kg]
q _{e,jwc} = 353,8 [kJ/kg]	q _{e,rec} = 200 [kJ/kg]	Q _{e,tot} = 7455 [kJ/kg]	rend _{bomba} = 0,8	Rend _{ciclo} = 0,09216
rend _{tb} = 0,89	s _{1r} = 1,178	s ₄₁ = 7,168 [kJ/kg-K]	s ₄₂ = 6,999 [kJ/kg-K]	s ₅₀ = 1,134 [kJ/kg-K]
s ₅₁ = 1,116 [kJ/kg-K]	s ₆₀ = 0,4642 [kJ/kg-K]	s ₆₁ = 0,5456 [kJ/kg-K]	s _o = 1,55 [kJ/kg-K]	s _{o,air} = 6,845 [kJ/kg-K]
s _{o,w} = 0,2965 [kJ/kg-K]	T ₆₀ = 32 [°C]	T ₆₁ = 38 [°C]	To = 20 [°C]	w _B = 80,38 [kJ/s]
w _{ciclo} = 687 [kJ/s]	w _T = 767,4 [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 62., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 9,22%, con una potencia obtenida cercana a los 0,69 MW.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P_1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 29 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 53, con los valores previamente calculados.

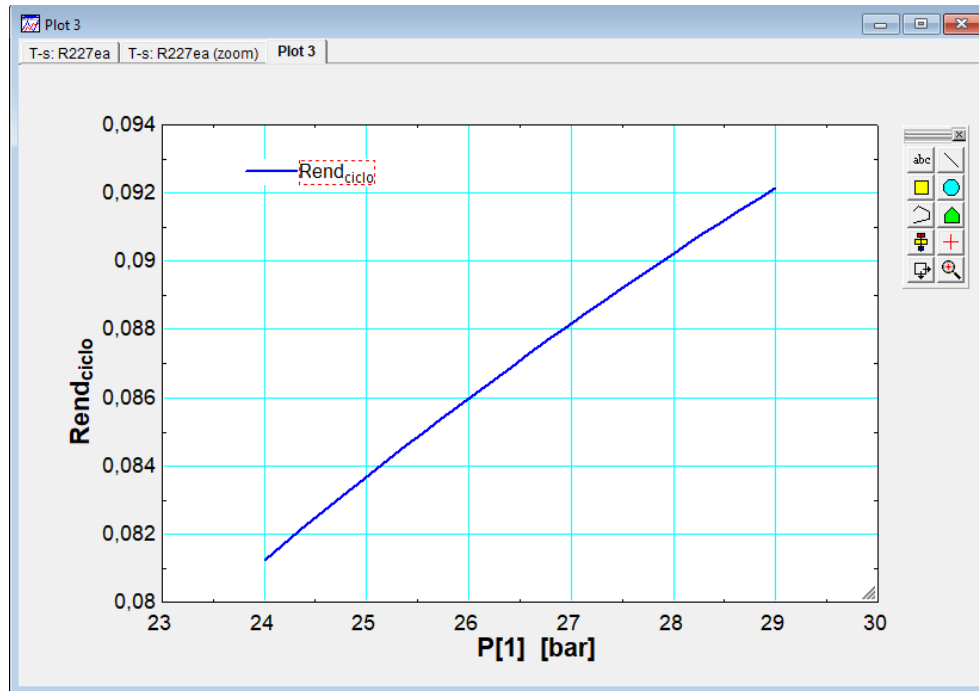


Figura 53. Curva $\eta_{ciclo}-P_1$ (R227ea).

3.4.3.2 R600a

El R600a, también conocido como CARE 10, es un refrigerante Isobutano adecuado para uso en una gran gama de aplicaciones de refrigeración. El uso del R600a está aumentando debido a su bajo impacto ambiental y excelente rendimiento termodinámico, siendo el gas refrigerante más usado en refrigeradores domésticos y pequeños refrigeradores comerciales. No es tóxico con cero ODP (Potencial de Agotamiento de la Capa de Ozono) y muy bajo GWP (Potencial de Calentamiento Global).

Las principales características de este compuesto son:

- El refrigerante se puede cargar tanto desde la fase líquida como desde la fase de vapor
- Inflamable y no tóxico con una clasificación de seguridad de A3
- Excelentes propiedades termodinámicas que dan como resultado una alta eficiencia energética.
- Debido a su naturaleza inflamable, el R600a requiere de diferentes procedimientos de carga y recuperación.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos



Figura 54. Refrigerante R600a.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 63, que limitan el ciclo para el fluido R600a:

Tabla 63. Datos que limitan el ciclo (R600a).

Presión crítica (bar)	36
Presión mínima (bar)	6

Según el Anexo 11, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R600a, en la Tabla 64, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Tabla 64. Datos del ciclo ORC (R600a)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	314,9	36	1,367	46,6	
[2]	338,5	36	1,44	55,73	
[3]	343,5	36	1,455	57,64	
[4]	614,6	36	2,18	134	0
[5]	576,7	36	2,086	130,4	
[6]	660,5	36	2,292	134	1
[7]	803,6	36	2,634	164,4	
[8]	719,9	6	2,634	96,7	
[9]	729,1	6	2,659	101,1	
[10]	724,1	6	2,646	98,7	
[11]	614,6	6	2,328	44,74	1
[12]	309,2	6	1,367	44,74	0

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 55, para el ciclo:

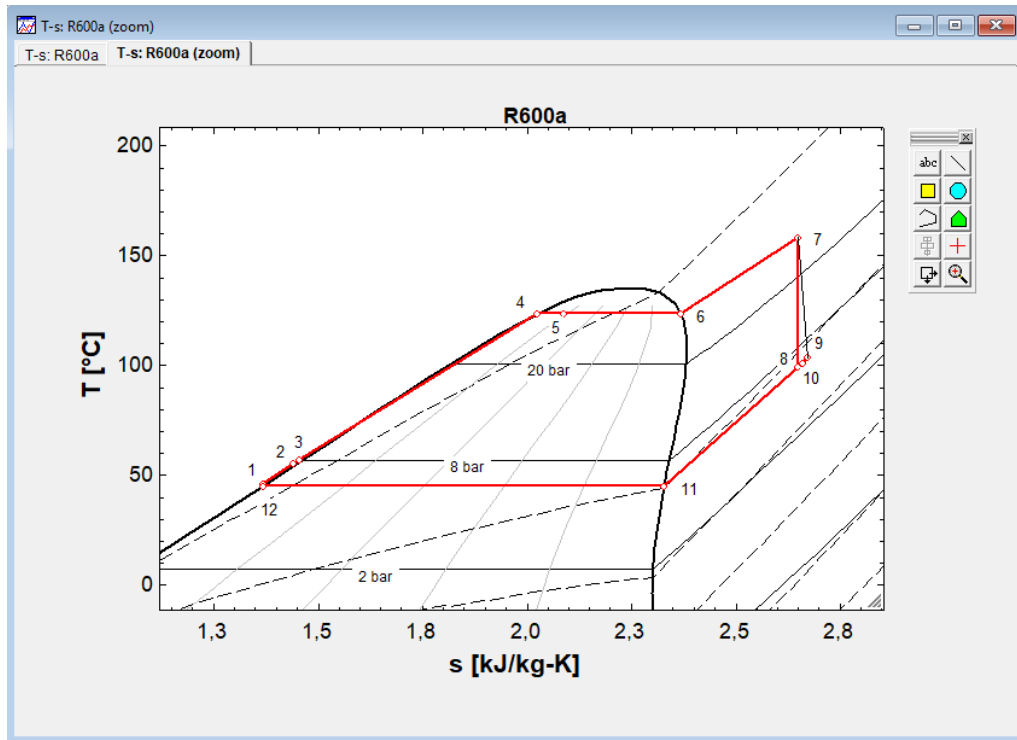


Figura 55. Diagrama T-s (R600a).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 65, con un rango de $25 < P_1 < 36$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 65. Tabla paramétrica η_{ciclo} - P_1 (R600a).

Run	P_1 [bar]	η_{ciclo}
Run 1	25	0,1174
Run 2	25,38	0,1184
Run 3	25,76	0,1193
Run 4	26,14	0,1202
Run 5	26,52	0,1211
Run 6	26,9	0,122
Run 7	27,28	0,1228
Run 8	27,66	0,1236
Run 9	28,03	0,1244
Run 10	28,41	0,1252
Run 11	28,79	0,126
Run 12	29,17	0,1267
Run 13	29,55	0,1275
Run 14	29,93	0,1282
Run 15	30,31	0,1289
Run 16	30,69	0,1296
Run 17	31,07	0,1303
Run 18	31,45	0,1309
Run 19	31,83	0,1316
Run 20	32,21	0,1322
Run 21	32,59	0,1328
Run 22	32,97	0,1334
Run 23	33,34	0,134
Run 24	33,72	0,1346
Run 25	34,1	0,1352
Run 26	34,48	0,1357
Run 27	34,86	0,1363
Run 28	35,24	0,1368
Run 29	35,62	0,1373
Run 30	36	0,1378

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R600a son:

Tabla 66. Resultados del ciclo ORC (R600a).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1553$ [kJ/s]	$EX_7 = 2548$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 701,8$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7470$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 1560$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 2196$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 2143$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2548$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 36,95$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 19,57$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 732$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 297,9$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 806,2$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 29,55$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 7,716$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1232$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 108,8$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 789,1$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 6738$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 1262$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 2166$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 2135$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1322$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 106,9$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 1117$ [kJ/s]
$E_{Q,s7} = 1031$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 316,3$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 590,6$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref.} = 248,2$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref.} = 15$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{5,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 75$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7330$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1378$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,372$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 2,487$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 106,9$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 1010$ [kJ/s]	$w_T = 1117$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 66., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 13,78%, con una potencia obtenida cercana a los 1,01 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 36 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 56, con los valores previamente calculados.

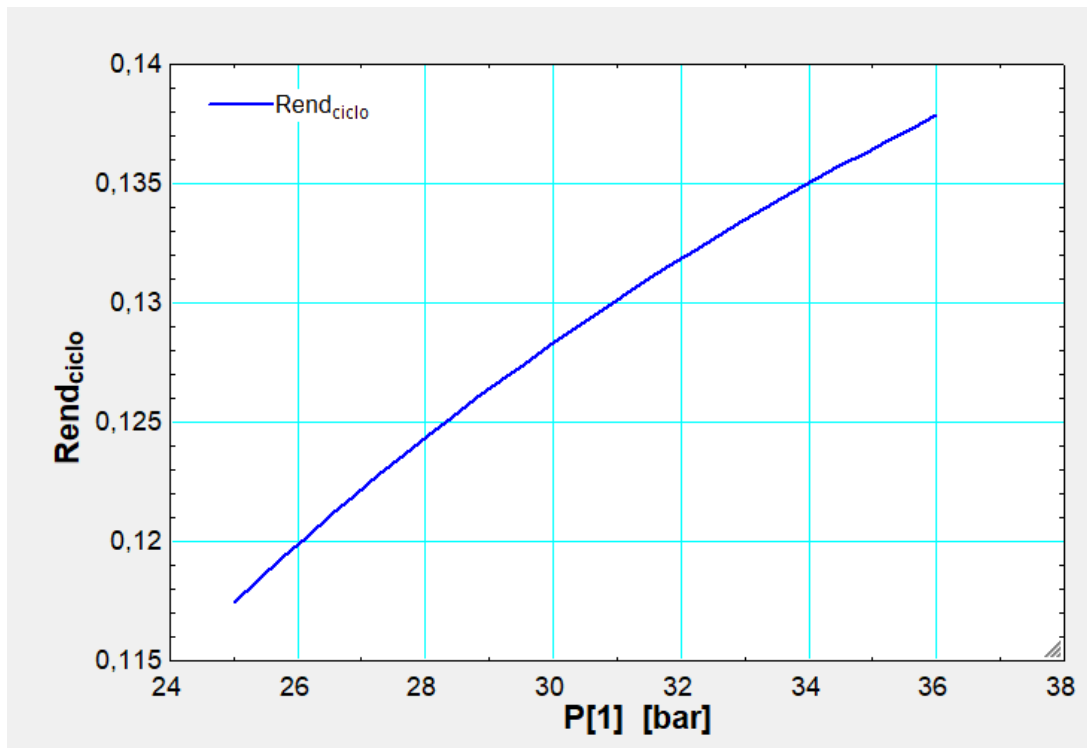


Figura 56. Curva η_{ciclo} -P1 (R600a).

3.4.3.3 R245fa

Pertenece al grupo de Hidrofluorocarburos (HFC) adecuado para uso como agente espumante en el aislamiento de espuma plástica. Considerado como el reemplazo para el HCFC-141b y otros agentes espumantes fluorocarbonados y no fluorados. Este refrigerante R245fa, también se utiliza en sistemas de Ciclo Orgánico Rankine (ORC) para la generación de energía a partir de la recuperación del calor residual, la refrigeración de procesos y confort, la transferencia electrónica de calor y el almacenamiento térmico.

Las principales características de este compuesto son:

- Propiedades químicas y físicas similares a HCFC-141b y CFC-11.
- Proporciona un excelente aislamiento y propiedades de espuma.
- Compatible con una amplia gama de materiales incluyendo metales, plásticos y elastómeros.
- No inflamable con una clasificación de seguridad de A1.
- Potencial de agotamiento de la capa de ozono de cero.



Figura 57. Refrigerante R245fa.

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes datos, Tabla 67, que limitan el ciclo para el fluido R245fa:

Tabla 67. Datos que limitan el ciclo (R245fa).

Presión crítica (bar)	36
Presión mínima (bar)	3

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Según el Anexo 12, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R245fa, en la Tabla 68, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Tabla 68. Datos del ciclo ORC (R245fa)

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [°C]	X_i
[1]	262,9	36	1,203	47,04	
[2]	280,6	36	1,258	59,91	
[3]	285,6	36	1,273	63,49	
[4]	448,4	36	1,694	153,3	0
[5]	460,5	36	1,722	153,3	
[6]	475,5	36	1,757	153,3	1
[7]	630,6	36	2,094	241,2	
[8]	563,4	3	2,094	165,1	
[9]	570,8	3	2,111	171,7	
[10]	565,8	3	2,099	167,3	
[11]	437,9	3	1,76	45,69	1
[12]	260,3	3	1,203	45,69	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 58, para el ciclo:

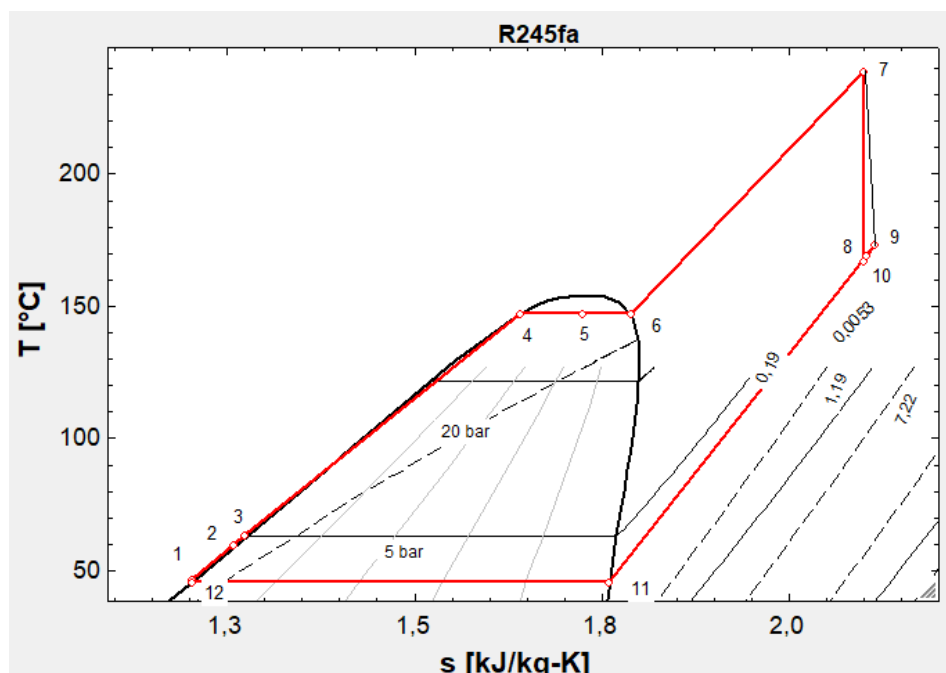


Figura 58. Diagrama T-s (R245fa).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 69, con un rango de $25 < P_1 < 36$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 69. Tabla paramétrica $\eta_{\text{ciclo}}-P_1$ (R245fa).

Run	P_1 [bar]	Rend _{ciclo}
Run 1	25	0,1361
Run 2	25,38	0,1368
Run 3	25,76	0,1376
Run 4	26,14	0,1384
Run 5	26,52	0,1391
Run 6	26,9	0,1399
Run 7	27,28	0,1406
Run 8	27,66	0,1413
Run 9	28,03	0,142
Run 10	28,41	0,1427
Run 11	28,79	0,1433
Run 12	29,17	0,144
Run 13	29,55	0,1446
Run 14	29,93	0,1453
Run 15	30,31	0,1459
Run 16	30,69	0,1465
Run 17	31,07	0,1471
Run 18	31,45	0,1477
Run 19	31,83	0,1483
Run 20	32,21	0,1488
Run 21	32,59	0,1494
Run 22	32,97	0,15
Run 23	33,34	0,1505
Run 24	33,72	0,151
Run 25	34,1	0,1516
Run 26	34,48	0,1521
Run 27	34,86	0,1526
Run 28	35,24	0,1531
Run 29	35,62	0,1536
Run 30	36	0,1541

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R245fa son:

Tabla 70. Resultados del ciclo ORC (R245fa).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1063$ [kJ/s]	$EX_7 = 2288$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 100,3$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 6841$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 1208$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 1560$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 1181$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2288$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 57,44$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 11,74$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 592,9$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 558,4$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 699$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 27,3$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 21,31$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1367$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 98,21$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 152,8$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 6248$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 650,1$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 1533$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 1159$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 992,7$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 64,21$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 1198$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 1283$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 263,6$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 420,1$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 243,6$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 20$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{s,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 100$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7355$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1541$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,205$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 1,766$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 64,21$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 1133$ [kJ/s]	$w_T = 1198$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 70., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 15,41%, con una potencia obtenida cercana a los 1,13 MW.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 36 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 59, con los valores previamente calculados.

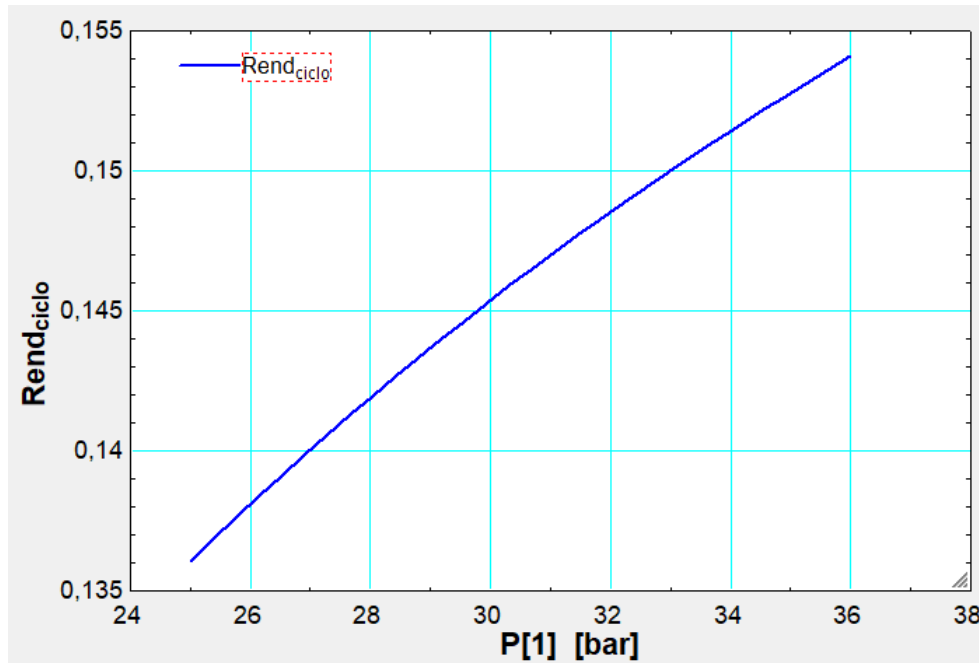


Figura 59. Curva η_{ciclo} -P1 (R245fa).

3.4.3.4 R600.

El n-Butano (R600) se suministra como líquido bajo su propia presión de vapor, en cilindros y en contenedores T50 ISO para el transporte internacional, así como en remolques de carretera y vagones de ferrocarril. Se utiliza generalmente en aplicaciones de refrigeración industrial, incluida la licuefacción de GNL. También tiene aplicaciones como fluido de transferencia de calor en la industria geotérmica.



Figura 60. Refrigerante 600.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Al ser el ciclo subcrítico, la presión del sistema no puede superar la presión crítica, la cual, se obtiene de forma iterativa para cada fluido. Además se ha establecido la hipótesis de imponer una presión mínima con el fin de que la temperatura mínima del sistema no baje de los 42 °C en el diagrama T-s. Por ello, se han establecido los siguientes, Tabla 71, datos que limitan el ciclo para el fluido R600:

Tabla 71. Datos que limitan el ciclo (R600).

Presión crítica (bar)	37
Presión mínima (bar)	4

Según el Anexo 13, donde se recogen datos de entrada y cálculos para el R600, en la Tabla 72, se resumen los parámetros para cada punto del ciclo:

Tabla 72. Datos del ciclo ORC (R600)

Sort	1 h_i [kJ/kg]	2 P_i [bar]	3 s_i [kJ/kg-K]	4 T_i [°C]	5 X_i
[1]	307,4	37	1,343	43,61	
[2]	342,8	37	1,453	57,45	
[3]	347,8	37	1,468	59,37	
[4]	659,8	37	2,283	150,4	0
[5]	697,6	37	2,372	150,4	
[6]	724,8	37	2,437	150,4	1
[7]	1038	37	3,119	237,7	
[8]	901,7	4	3,119	163,6	
[9]	916,7	4	3,153	169,9	
[10]	911,7	4	3,141	167,8	
[11]	644,2	4	2,431	41,93	1
[12]	301,4	4	1,343	41,93	0

Un vez definidos todos los puntos del sistema, se puede dibujar el diagrama T-s, Figura 61, para el ciclo:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

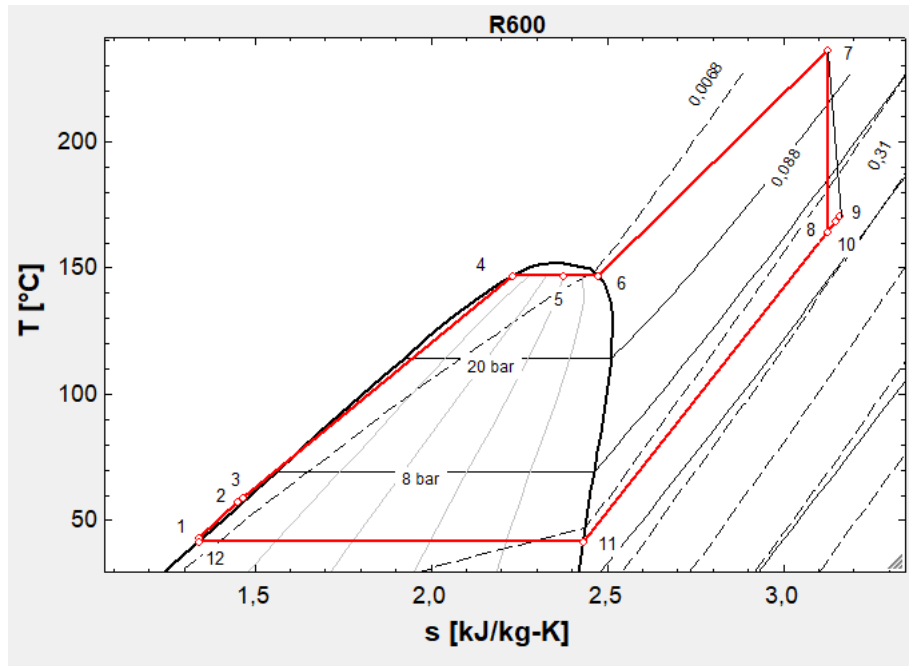


Figura 61. Diagrama T-s (R600).

Se ha generado una tabla paramétrica, Tabla 73, con un rango de $25 < P_1 < 37$ bar, obteniendo el siguiente listado de rendimientos:

Tabla 73. Tabla paramétrica $\eta_{ciclo}-P_1$ (R600).

Run	P_1 [bar]	η_{ciclo}
Run 1	25	0,1337
Run 2	25,41	0,1347
Run 3	25,83	0,1357
Run 4	26,24	0,1366
Run 5	26,66	0,1375
Run 6	27,07	0,1384
Run 7	27,48	0,1393
Run 8	27,9	0,1402
Run 9	28,31	0,141
Run 10	28,72	0,1419
Run 11	29,14	0,1427
Run 12	29,55	0,1435
Run 13	29,97	0,1443
Run 14	30,38	0,1451
Run 15	30,79	0,1458
Run 16	31,21	0,1466
Run 17	31,62	0,1473
Run 18	32,03	0,148
Run 19	32,45	0,1487
Run 20	32,86	0,1494
Run 21	33,28	0,1501
Run 22	33,69	0,1507
Run 23	34,1	0,1514
Run 24	34,52	0,152
Run 25	34,93	0,1527
Run 26	35,34	0,1533
Run 27	35,76	0,1539
Run 28	36,17	0,1545
Run 29	36,59	0,1551
Run 30	37	0,1557

Los resultados obtenidos para la presión máxima para este ciclo R600 son:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Tabla 74. Resultados del ciclo ORC (R600).

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg				
$EX_5 = 1260$ [kJ/s]	$EX_7 = 2476$ [kJ/s]	$EX_{e,Bomba} = 313,6$ [kJ/s]	$EX_{e,CAC} = 7053$ [kJ/s]	$EX_{e,Condensador} = 1398$ [kJ/s]
$EX_{e,JWC} = 1781$ [kJ/s]	$EX_{e,REC} = 1572$ [kJ/s]	$EX_{e,Turbina} = 2476$ [kJ/s]	$EX_{p,BOI} = 51,6$ [kJ/s]	$EX_{p,Bomba} = 13,74$ [kJ/s]
$EX_{p,CAC} = 608,1$ [kJ/s]	$EX_{p,Condensador} = 534,8$ [kJ/s]	$EX_{p,Evaporador} = 700,9$ [kJ/s]	$EX_{p,JWC} = 30,18$ [kJ/s]	$EX_{p,REC} = 11,04$ [kJ/s]
$EX_{p,Sistema} = 1349$ [kJ/s]	$EX_{p,Turbina} = 99,73$ [kJ/s]	$EX_{s,Bomba} = 374,2$ [kJ/s]	$EX_{s,CAC} = 6445$ [kJ/s]	$EX_{s,Condensador} = 862,9$ [kJ/s]
$EX_{s,JWC} = 1751$ [kJ/s]	$EX_{s,REC} = 1561$ [kJ/s]	$EX_{s,Turbina} = 1165$ [kJ/s]	$EX_{WB} = 74,34$ [kJ/s]	$EX_{WT} = 1211$ [kJ/s]
$E_{Q,57} = 1268$ [kJ/kg]	$h_{1r} = 308,9$ [kJ/kg]	$h_{31} = 431,3$ [kJ/kg]	$h_{32} = 262$ [kJ/kg]	$h_{41} = 548,6$ [kJ/kg]
$h_{42} = 463,9$ [kJ/kg]	$h_{50} = 356,2$ [kJ/kg]	$h_{51} = 349,5$ [kJ/kg]	$h_{60} = 134,2$ [kJ/kg]	$h_{61} = 159,3$ [kJ/kg]
$h_o = 618,4$ [kJ/kg]	$h_{oair} = 293,3$ [kJ/kg]	$h_{ow} = 84,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{agua,ref} = 243,4$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref} = 10$ [kg/s]
$\dot{m}_{ref1} = 20,1$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref2} = 41,3$ [kg/s]	$\dot{m}_{ref3} = 52,8$ [kg/s]	$P_{31} = 1,2$ [bar]	$P_{32} = 1,2$ [bar]
$P_{41} = 2,9$ [bar]	$P_{42} = 2,9$ [bar]	$P_{50} = 3$ [bar]	$P_{51} = 3$ [bar]	$P_{60} = 1$ [bar]
$P_{61} = 1$ [bar]	$P_o = 1$ [bar]	$Q_{s,7} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,boi} = 3403$ [kJ/kg]	$q_{e,cac} = 3498$ [kJ/kg]
$q_{e,jwc} = 353,8$ [kJ/kg]	$q_{e,rec} = 50$ [kJ/kg]	$Q_{e,tot} = 7305$ [kJ/kg]	$rend_{bomba} = 0,8$	$Rend_{ciclo} = 0,1557$
$rend_{tb} = 0,89$	$s_{1r} = 1,348$	$s_{41} = 7,168$ [kJ/kg-K]	$s_{42} = 6,999$ [kJ/kg-K]	$s_{50} = 1,134$ [kJ/kg-K]
$s_{51} = 1,116$ [kJ/kg-K]	$s_{60} = 0,4642$ [kJ/kg-K]	$s_{61} = 0,5456$ [kJ/kg-K]	$s_o = 2,532$ [kJ/kg-K]	$s_{oair} = 6,845$ [kJ/kg-K]
$s_{ow} = 0,2965$ [kJ/kg-K]	$T_{60} = 32$ [°C]	$T_{61} = 38$ [°C]	$T_o = 20$ [°C]	$w_B = 74,34$ [kJ/s]
$w_{ciclo} = 1137$ [kJ/s]	$w_T = 1211$ [kJ/s]			

Tal y como indica la Tabla 74., el rendimiento del ciclo (a presión máxima) sería de un 15,57%, con una potencia obtenida cercana a los 1,13 MW.

Según los resultados obtenidos, se puede apreciar como el rendimiento es mayor conforme aumenta la presión P1 del sistema. En este caso, la presión máxima puede llegar a 37 bar para que el sistema siga siendo subcrítico.

Se ha establecido una gráfica, Figura 62, con los valores previamente calculados.

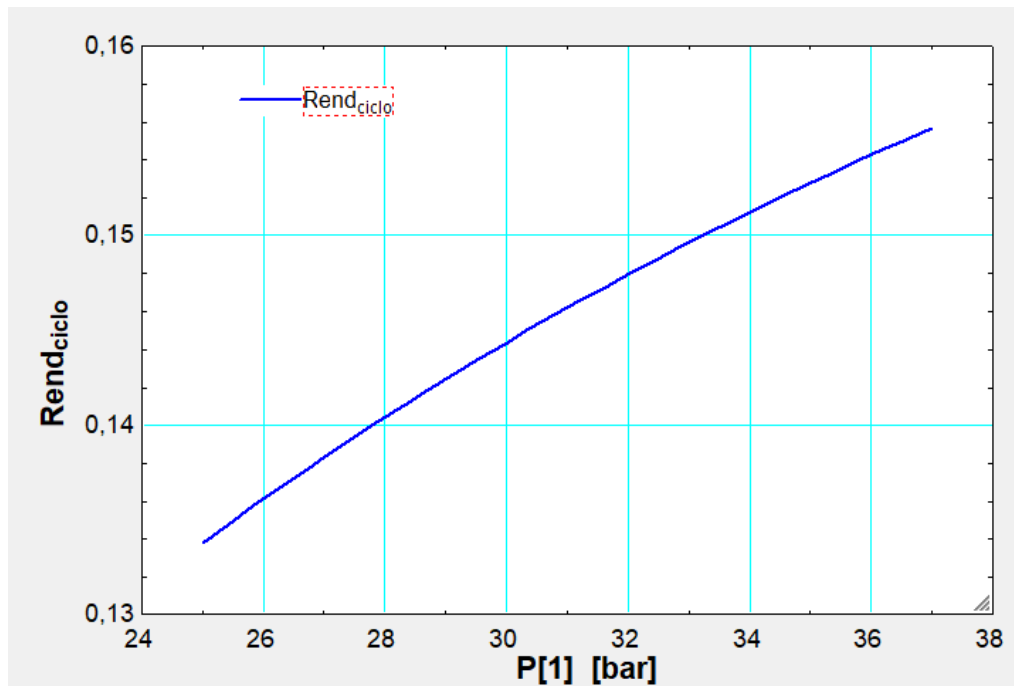


Figura 62. Curva η_{ciclo} -P1 (R600).

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

3.5 Elección del Fluido de trabajo según el criterio establecido.

Una vez analizados todos los fluido de trabajo, se puede realizar la selección del fluido según el criterio que se quiera priorizar. En este apartado se evaluará que fluido se adapta mejor al criterio de selección, que serán: mejor rendimiento, mayor potencia generada, menor impacto medioambiental y por último mejor balance exergético.

A continuación, en la Tabla 75., se resumen los principales resultados obtenidos para cada fluido de trabajo. Como se puede apreciar, el mayor salto de presiones ocurre en el R717, obteniendo la mayor potencia y el mejor rendimiento.

En cambio, la menor potencia calculada es del R1234yf, además de tener el menor rendimiento de todos los fluidos, con un salto de presiones muy bajo. Hay que tener en cuenta, que los saltos de presiones vienen delimitados por los márgenes máximos que nos permiten las hipótesis planteadas, provocando que en algunos casos los rendimientos sean muy bajos (R1234yf, R227ea).

Tabla 75. Resumen Fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	Pmax (bar)	Pmin (bar)	Temperatura min. (°C)	Potencia max. (kW)	Rend. Ciclo (%)
R717	112	17	43.25	1358	18.65
R134a	40	11	42.95	820.1	11.09
R22	49	16	41.73	872.9	11.8
DimethylEther	53	10	44.32	1057	14.42
R124	36	7	46.05	927.4	12.54
R142b	40	6	45.1	1099	14.86
R1234yf	32	11	43.07	673.3	9.087
R227ea	29	8	44.81	687	9.216
R600a	36	6	44.74	1010	13.78
R245fa	36	3	45.69	1133	15.41
R600	37	4	41.93	1137	15.57

3.5.1 Rendimiento del ciclo.

Según el rendimiento máximo calculado, Tabla 76, para cada refrigerante:

Tabla 76. Rendimientos de los Fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	Rend. Ciclo (%)
R717	18.65
R134a	11.09
R22	11.8
DimethylEther	14.42
R124	12.54
R142b	14.86
R1234yf	9.087
R227ea	9.216
R600a	13.78
R245fa	15.41
R600	15.57

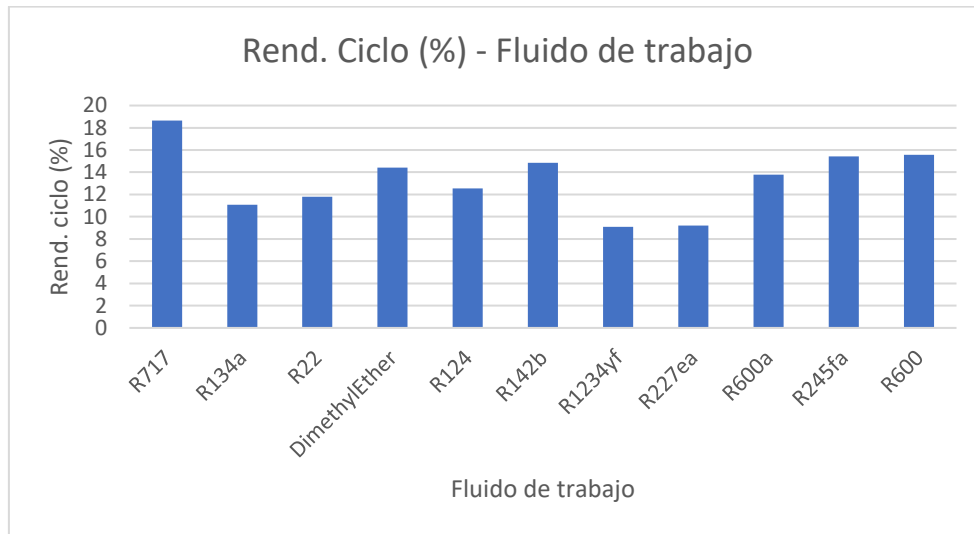


Figura 63. Comparación de rendimientos de los fluidos de trabajo.

Tal y como se aprecia en la Figura 63 de rendimientos, el fluido de trabajo con mejor rendimiento térmico es el R717

$$\eta_{\text{Ciclo,R717}} = 0,1865$$

Sin embargo, este fluido tiene una serie de inconvenientes que hacen que su utilización sea desaconsejable para la aplicación en buques, ya que al ser altamente tóxico y estar en zonas o entornos reducidos, hacen que sea altamente peligrosa su utilización. Aún así, sus altos rendimientos hacen que sea una opción a considerar a la hora de evaluarse en este tipo de sistemas.

Además tiene otras numerosas ventajas como: buena transferencia de calor; mayor capacidad de refrigeración que otros refrigerantes, obteniendo rendimientos termodinámicos en torno a un 3-10% superiores a otros refrigerantes; barato con alta disponibilidad; es un refrigerante seguro para el medio ambiente, impulsando la sostenibilidad (potencial de agotamiento del ozono de 0 y un potencial calentamiento global de 0).

Acontinuación se muestran las curvas de rendimiento-presión máxima calculadas para cada tipo de fluidos:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

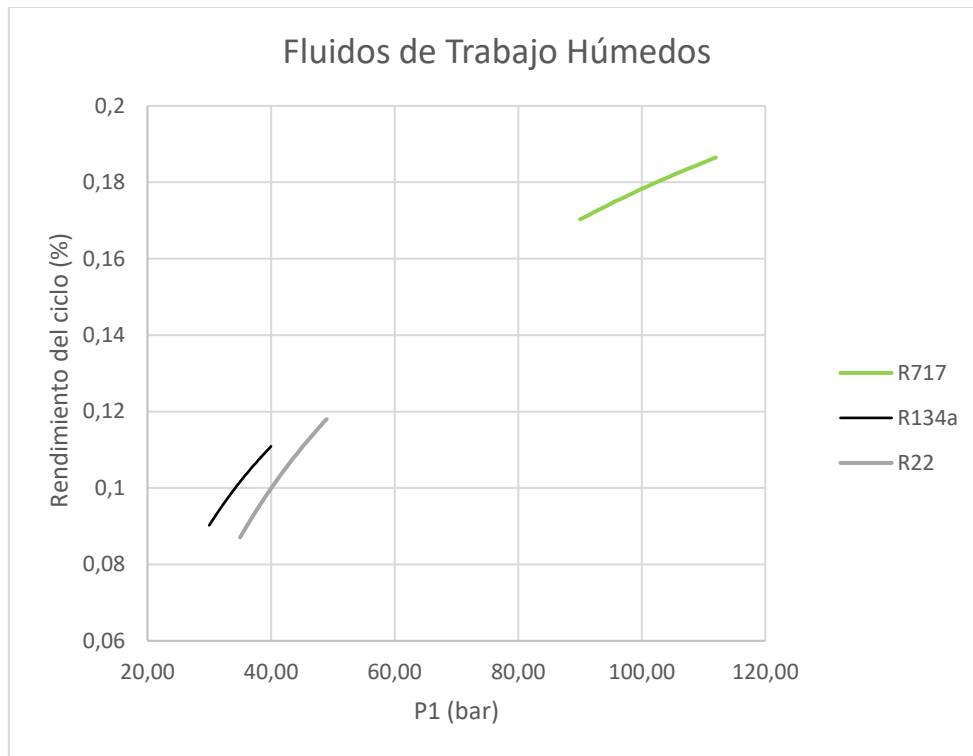


Figura 64 . Curvas rendimiento-P1 en Fluidos húmedos.

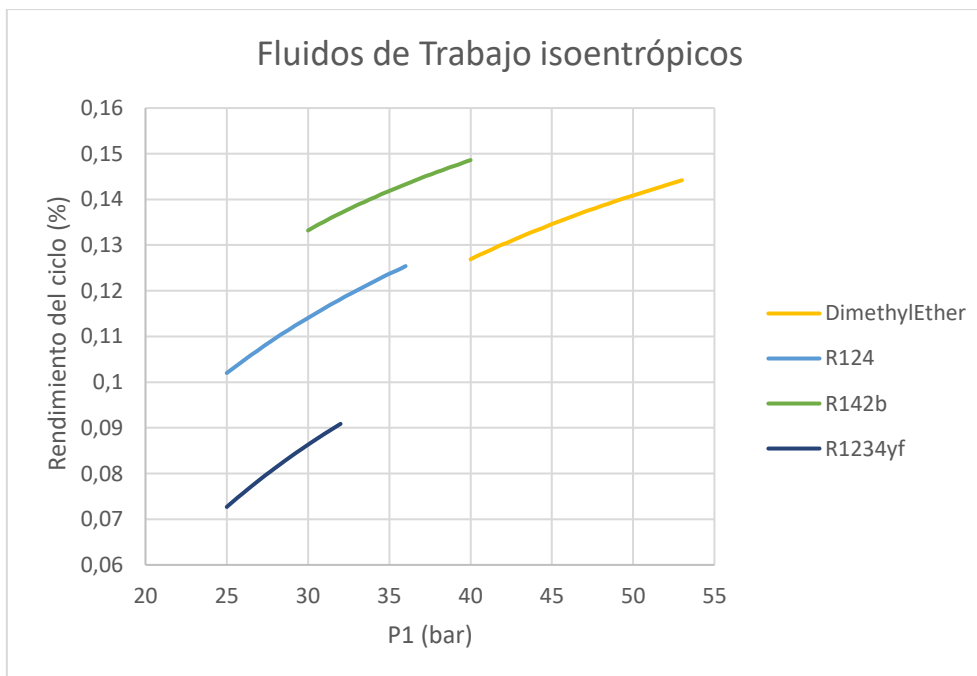


Figura 65. Curvas rendimiento-P1 en Fluidos isoentrópicos.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

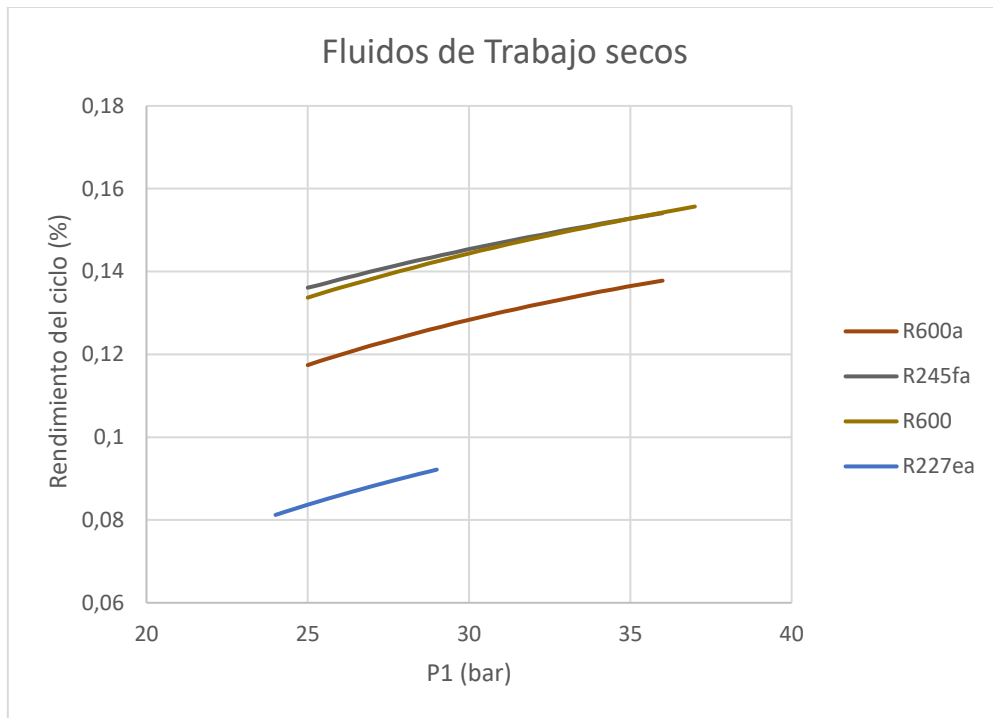


Figura 66. Curvas rendimiento-P1 en Fluidos secos.

3.5.2 Potencia máxima del ciclo.

Se ha calculado la potencia máxima para cada fluido de trabajo, Tabla 77, a partir de la presión máxima subcrítica:

Tabla 77. Potencia máxima de los Fluidos de tranajo.

Fluido de trabajo	Potencia max. (kW)
R717	1358
R134a	820.1
R22	872.9
DimethylEther	1057
R124	927.4
R142b	1099
R1234yf	673.3
R227ea	687
R600a	1010
R245fa	1133
R600	1137

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

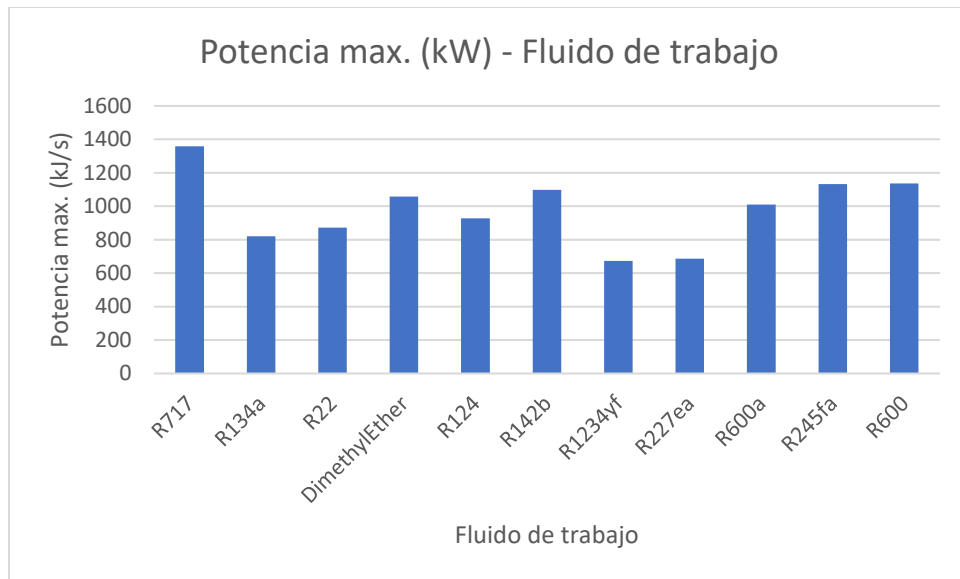


Figura 67. Comparación de potencias máximas de los fluidos de trabajo.

Tal y como se aprecia en la Figura 64, el refrigerante con mayor potencia generada es el R717 (Amonia), el cual genera una potencia de 1,48 MW, que equivale a un 7,4% de la potencia total instalada.

3.5.3 Impacto medioambiental del fluido de trabajo.

Tras analizar cada fluido, se concluye que entre los refrigerantes con menor impacto sobre el medio ambiente, se destacan: el R717 (Amonia), el DimethylEther, el R1234yf, el R600 y el R600a, tal y como se refleja en las Figuras 65 y Figura 66.

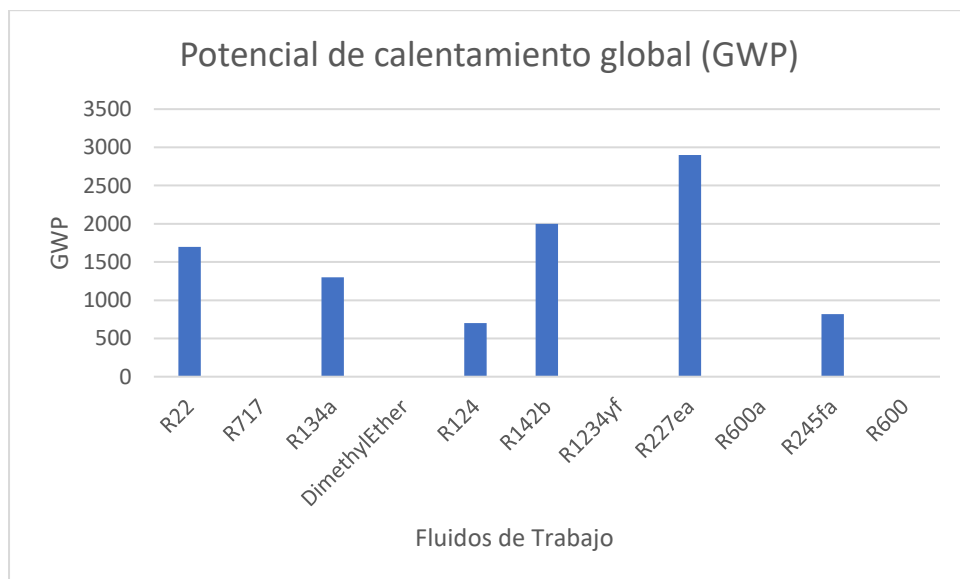


Figura 68. Comparación de GWP de los fluidos de trabajo.

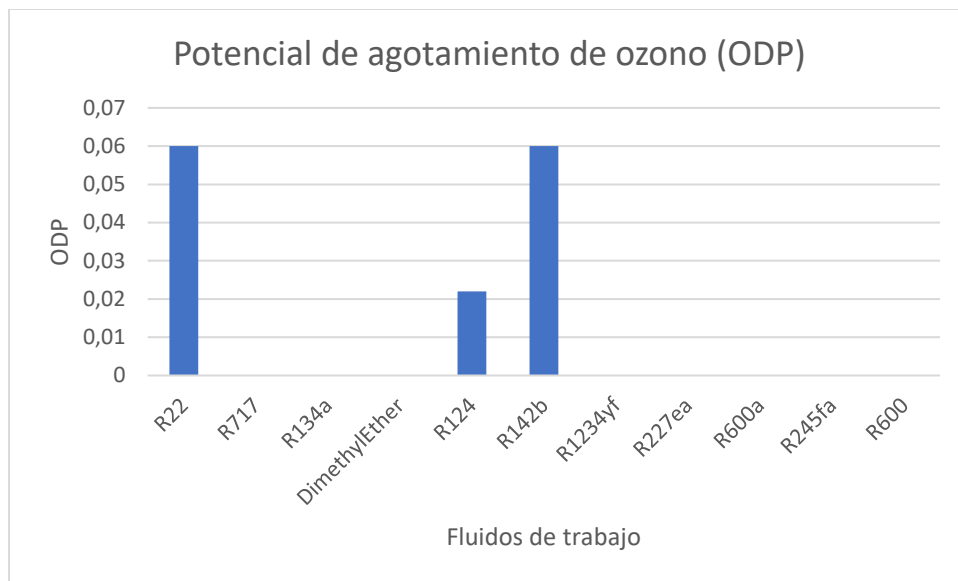


Figura 69. Comparación de ODP de los fluidos de trabajo.

Por encima de todos se destaca el fluido R717, con un GWP=0 y ODP=0, siendo el fluido con un impacto nulo sobre el medio ambiente y por tanto es el más adecuado para este criterio.

3.5.4 Balance Exergético.

Se ha realizado un balance exergético del ciclo, según el refrigerante utilizado Tabla 78, con el fin de evaluar la exergía perdida en cada elemento del sistema. Primero se establece unas condiciones para el estado muerto: $T_o = 20^\circ\text{C}$ y $P_o = 1$ bar. En el ciclo se encuentran diferentes sustancias (refrigerante, agua, aire), cuyas entalpías y entropías, se calculan en las condiciones establecidas del estado muerto.

Se ha realizado un balance exergético del ciclo, según el refrigerante utilizado, con el fin de evaluar la exergía perdida en cada elemento del sistema.

Primero se establece unas condiciones para el estado muerto: $T_o = 20^\circ\text{C}$ y $P_o = 1$ bar. En el ciclo se encuentran diferentes sustancias (refrigerante, agua, aire), cuyas entalpías y entropías, se calculan en las condiciones establecidas del estado muerto.

Los cálculos de de exergía perdida se han realizados mediante el programa EES y se desglosan en los anexos correspondientes a cada fluido de trabajo.

- Bomba:

$$Ex, e, Bomba + Ex, Bomba = Ex, s, Bomba + Ex, P, Bomba$$

- Turbina:

$$Ex, e, Turbina = Ex, s, Turbina + Ex, Turbina + Ex, P, Turbina$$

- Condensador:

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$Ex, e, \text{ Condensador} = Ex, s, \text{ Condensador} + Ex, P, \text{ Condensador}$$

- Evaporador:

$$Ex, e, \text{ JWC} = Ex, s, \text{ JWC} + Ex, P, \text{ JWC}$$

$$Ex, e, \text{ CAC} = Ex, s, \text{ CAC} + Ex, P, \text{ CAC}$$

$$Ex, e, \text{ REC} = Ex, s, \text{ REC} + Ex, P, \text{ REC}$$

$$Ex, e, \text{ BOI} = Ex, s, \text{ BOI} + Ex, P, \text{ BOI}$$

$$Ex, P, \text{ Evaporador} = Ex, P, \text{ JWC} + Ex, P, \text{ CAC} + Ex, P, \text{ REC} + Ex, P, \text{ BOI}$$

Tabla 78. Exergía Perdida de los Fluidos de trabajo.

Fluido de trabajo	Exergía Perdida (kW)
R717	1097
R134a	1317
R22	1313
DimethylEther	1156
R124	1408
R142b	1149
R1234yf	1418
R227ea	1416
R600a	1232
R245fa	1367
R600	1349

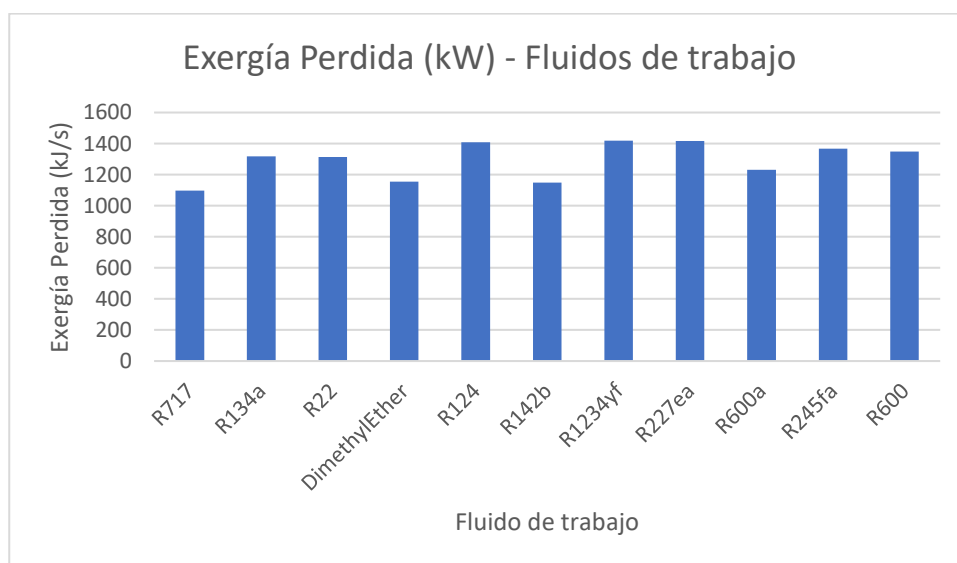


Figura 70. Comparación de Exergía Perdida de los fluidos de trabajo.

Si analizamos los resultados recogidos en la Figura 67, se obtiene que el refrigerante con menos exergía perdida es el R717, con un valor de 1097 KW.

3.5.5 Comparación del ciclo ORC con R717 y el ciclo de Agua.

Si se comparan los resultados del ciclo ORC (fluido de trabajo R717) con el ciclo de vapor de agua, se obtiene:

- El rendimiento del ciclo de vapor de agua:

$$\eta_{\text{Ciclo,Agua}} = 0,2305$$

- El rendimiento del ciclo ORC con el refrigerante R717 como fluido de trabajo:

$$\eta_{\text{Ciclo,R717}} = 0,1865$$

El rendimiento obtenido en con el vapor de agua es mayor que el rendimiento del vapor de agua.

- La potencia máxima obtenida en el ciclo de vapor de agua:

$$\text{Potencia máxima, vapor} = 0,926 \text{ MW}$$

- La potencia máxima obtenida en el ciclo ORC con R717:

$$\text{Potencia máxima, R717} = 1,358 \text{ MW}$$

La potencia máxima obtenida en con el R717 es mayor que la potencia obtenida del vapor de agua.

CAPÍTULO 4 SELECCIÓN DE EQUIPOS

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

4.1 Selección de equipos primarios.

En este apartado se pretende seleccionar los equipos principales para el ciclo ORC con el fluido de trabajo R717, el cual, tiene las mejores prestaciones en rendimientos, potencia, impacto medioambiental y exergía perdida.

4.1.1 Selección del Condensador.

La selección se ha hecho en base a la potencia que hay que disipar del sistema para disminuir la temperatura del punto 10 al 12. En este caso, se hace la elección para el refrigerante R717, teniendo en cuenta que el agua de refrigeración es agua de mar.

La potencia demandada al condensador para realizar el proceso es de un total de:

$$Potencia\ del\ condensador = m_{ref} * (h_{12} - h_{10}) = 5 * (1582 - 406.7) = 5876.5\ kW$$

Apartir de la potencia de condensación, se elegirá un grupo de condensación que sea capaz de soportar dicha potencia. En este caso se ha elegido instalar 8 unidades condensadoras iguales, de la marca BITZER:

Tabla 79. Modelos de unidades de bombeo.

Model	Performance data for 2-pass design					Vessel volume		Maximum refrigerant charge ^③			Weight kg
	Condenser capacity ^① kW	Nominal coolant flow rate m ³ /h	Pressure drop kPa	Maximum coolant flow ^② m ³ /h	Minimum coolant flow m ³ /h	Refrigerant side dm ³	Coolant side dm ³	R448A R449A kg	R404A kg	R290 kg	
Seawater resistant design											
K033.B	3.9	1.20	9	1.38	0.43	3.8	0.4	3.8	3.6	1.7	11
K073HB	7.8	2.60	11	2.75	0.85	3.4	0.7	3.4	3.3	1.5	12
K123HB	11.1	2.60	14	2.75	0.85	5.1	0.9	5.1	4.9	2.3	18
K203HB	16.7	4.63	20	5.14	1.28	11.8	1.8	11.9	11.3	5.3	29
K283HB	23.3	6.15	19	6.85	1.71	11.3	2.1	11.4	10.9	5.1	30
K373HB	36.0	7.70	24	8.55	2.14	14.5	3.1	14.6	13.9	6.5	38
K573HB	58.2	13.16	18	14.65	3.57	29.4	5.8	29.7	28.3	13.2	66
K813HB	74.4	16.82	18	18.70	4.54	27.7	7.0	27.9	26.6	12.5	68
K1053HB	98.5	16.82	24	18.70	4.54	40.0	9.3	40.4	38.4	18.0	94
K1353TB	125.9	21.6	23	23.95	5.84	37.0	11.5	37.3	35.6	16.7	98
K1973TB	182	31.2	24	34.6	8.43	76.0	18.8	76.7	73.0	34.2	200
K2923TB	263	45.5	23	50.6	12.65	67.0	25.0	67.6	64.3	30.2	235
K3803TB	347	59.9	23	66.7	16.23	108.0	37.4	109.0	103.7	48.6	340
K4803TB	444	76.8	23	85.4	20.8	98.0	45.0	98.9	94.1	44.1	365
K6703.B	591	108	23	120	29.0	201	74.4	202.4	193.0	90.5	620
K8503.B	751	137	23	152	37.0	181	91.3	182.6	173.8	81.5	670

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

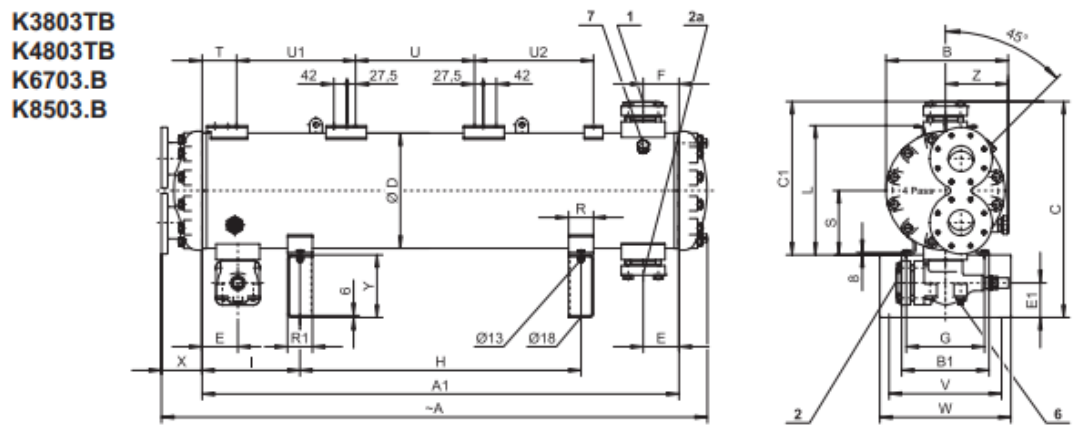


Figura 71. Unidad de condensación.

4.1.2 Selección del grupo de bombeo.

La selección se ha hecho en base a la presión máxima que hay que suministrar al sistema para aumentar la presión del punto 12 al 1. En este caso, se hace la elección para el refrigerante R717.

La presión demandada al grupo de bombeo para realizar el proceso de aumento de presión es de un total de:

$$P1 = 112 \text{ bar}$$

A partir de la presión de bombeo, se elegirá un grupo de bombeo que sea capaz de soportar dicha potencia. En este caso se ha elegido instalar una unidad BMP de la casa GRUNDFOS:



BMP

Las bombas de pistones están diseñadas para la circulación de líquidos a alta presión.

Datos técnicos

Caudal, Q:	máx. 10,2 m ³ /h
Altura, H:	máx. 1630 m
Temp. líquido:	3°C a +50°C
Presión sistema:	máx. 160 bar

Figura 72. Unidad de bombeo.

4.1.3 Selección del Evaporador.

En el ciclo utilizado para este proyecto, hay un total de 4 etapas de evaporación, donde en cada una de ellas se necesita una potencia distinta, dependiendo del calor que haya que aportar.

- Etapa JWC: La potencia necesaria viene determinada por:

$$\text{Potencia del evaporador (JWC)} = m_{ref} * (h_2 - h_1) = 5 * (493.9 - 423.2) = 353.5 \text{ kW}$$

- Etapa REC: La potencia necesaria viene determinada por:

$$\text{Potencia del evaporador (REC)} = m_{ref} * (h_3 - h_2) = 5 * (498.9 - 493.3) = 28 \text{ kW}$$

- Etapa CAC: La potencia necesaria viene determinada por:

$$\text{Potencia del evaporador (CAC)} = m_{ref} * (h_5 - h_3) = 5 * (1199 - 489.9) = 3545.5 \text{ kW}$$

- Etapa BOI: La potencia necesaria viene determinada por:

$$\text{Potencia del evaporador (BOI)} = m_{ref} * (h_7 - h_5) = 5 * (1879 - 1199) = 3400 \text{ kW}$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

La intercambiadores se han seleccionado de la casa ALFA LAVAL y más concretamente los siguientes modelos:

Tabla 80. Modelos de unidades de intercambiadores.

BOILER TYPE	UNIT	ASSK 280	ASSK 300	ASSK 330	ASSK 350	ASSK 400	ASSK 420	ASSK 450	ASSK 500	ASSK 600
Capacity	Kcal/h	280.000	300.000	330.000	350.000	400.000	420.000	450.000	500.000	600.000
Capacity	kW	326	349	384	407	465	488	523	581	698
Width	Ø mm	1.750	1.750	1.750	1.750	2.000	2.200	2.200	2.200	2.200
Length	mm	3.100	3.100	3.600	3.600	3.300	3.300	3.300	3.300	3.700
Height	mm	2.105	2.105	2.060	2.070	2.320	2.515	2.515	2.515	2.515
Chimney axial height	mm	1.670	1.670	1.625	1.635	1.845	2.020	2.020	2.020	2.020
Base width x length	mm	1850x3200	1850x3200	1850x3700	1850x3700	2100x3400	2300x3400	2300x3400	2300x3400	2300x3800
Boiler departure/ return	PN6	Ø 80	Ø 80	Ø 80	Ø 80	Ø 100	Ø 100	Ø 100	Ø 100	Ø 125
Safety departure	PN6	1 1/2"	1 1/2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"
Safety return	PN6	1 1/4"	1 1/4"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
Chimney exit	Ø mm	400	400	450	450	500	550	550	550	550
Weight	Kg	3.215	3.302	3.604	3.906	4.309	4.653	4.997	5.322	6.364
Water volume	Lt	2.717	2.897	3.223	3.548	4.512	4.924	5.336	5.133	5.945
Counter pressure	mbar	2.57	2.70	3.00	3.40	3.80	4.20	4.60	5.00	5.40

Para la etapa 1, se instalará una unidad del modelo ASSK 280.

Para la etapa 2, no es necesaria la instalación de un intercambiador ya que el calor absorbido en esta etapa viene del punto 9.

Para la etapa 3, se instalarán 5 unidades del modelo ASSK 600.

Para la etapa 4, se instalarán 5 unidades del modelo ASSK 600.

CAPÍTULO 5 CONCLUSIONES

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

Durante la realización de este proyecto, se han desarrollado varias competencias específicas del Grado de Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos:

- Capacidad para la resolución de los problemas matemáticos que puedan plantearse en la ingeniería (FB1).
- Comprensión y dominio de los conceptos básicos sobre las leyes generales de la termodinámica y su aplicación para la resolución de problemas propios de la ingeniería (FB2).
- Conocimiento de la termodinámica aplicada y de la transmisión del calor (CRN8).
- Conocimiento de los sistemas de propulsión naval (CRN9).
- Capacidad para la realización de cálculos, valoraciones, estudios, informes, planos, basándose en los conocimientos adquiridos en asignaturas del grado (CG5).
- Capacidad para el manejo de especificaciones, reglamentos y normas de obligado cumplimiento (CG6).
- Capacidad para analizar y valorar el impacto social y ambiental de las soluciones técnicas (CG7).

Respecto a los objetivos marcados en este proyecto:

- Se ha diseñado un barco portacontenedores, tomando como referencia una base de datos de buques similares y estableciendo unos requisitos mínimos de proyecto que son: la capacidad de carga de 2500 TEU's y la velocidad de 22 nudos.
- Se han definido las dimensiones principales del buque proyecto, las cuales, se han obtenido a partir de regresiones lineales, así como los coeficientes principales para aproximar las formas del barco.
- Una vez definidas las dimensiones principales del buque, se han dimensionado los espacios del buque (representados en plano): número de mamparos, cámara de máquinas, pique de proa y popa, cofferdam, espacios de lastres y espacios de carga, siempre teniendo como referencia el reglamento de la sociedad de clasificación.
- Selección del motor en base a las necesidades de potencia demandadas por el tipo de buque tratado.
- Se han definido los fundamentos básicos de los sistemas de recuperación de calor a través de los ciclos ORC.
 - Diferentes configuraciones de los ciclos ORC.
 - Comparación del ciclo ORC con el ciclo Rankine tradicional.
 - Ventajas y desventajas en la utilización de los ciclo ORC.
- Una vez analizados los ciclos ORC, se seleccionó un sistema ORC adaptable al motor seleccionado, estableciendo unas hipótesis previas, permitiendo que el ciclo se defina con mayor facilidad.
- Con el ciclo ORC establecido, se estudiaron los distintos tipos de fluidos de trabajo más adecuados para estos sistemas, clasificándolos según las presiones de trabajo, el reglamento de seguridad y su composición.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

- Se han establecido diferentes criterios de selección de fluidos de trabajo, con el fin de elegir aquel refrigerante que se adapte mejor a cada circunstancia.

- Se han analizado un total de 12 fluidos de trabajo distintos en el ciclo ORC (rendimiento, balance energético, balance exergético, diagrama T-s, potencia máxima, presiones de trabajo) :
 - Húmedos: Agua, R717, R134a, R22.
 - Isoentrópicos: DimethylEther, R124, R142b, R1234yf.
 - Secos: R227ea, R600, R245fa, R600a.

- Una vez evaluados cada uno de los refrigerantes, se han elegido los criterios de mayor potencia, mejor rendimiento, menos impacto sobre el medio ambiente y por último menor exergía perdida para encontrar aquel refrigerante más óptimo para el ciclo.

- Por último, se ha hecho una selección de equipos principales del sistema: bomba, evaporador y condensador.

Respecto a los posibles trabajos posteriores a este proyecto, se podrían proponer:

- Optimización de las formas del buque.
- Diseño completo de la instalación.
- Estudio de diferentes configuraciones del ciclo, así como, distintos fluidos de trabajo analizados en este proyecto.
- Viabilidad económica del sistema.

ANEXOS

ANEXO 1.

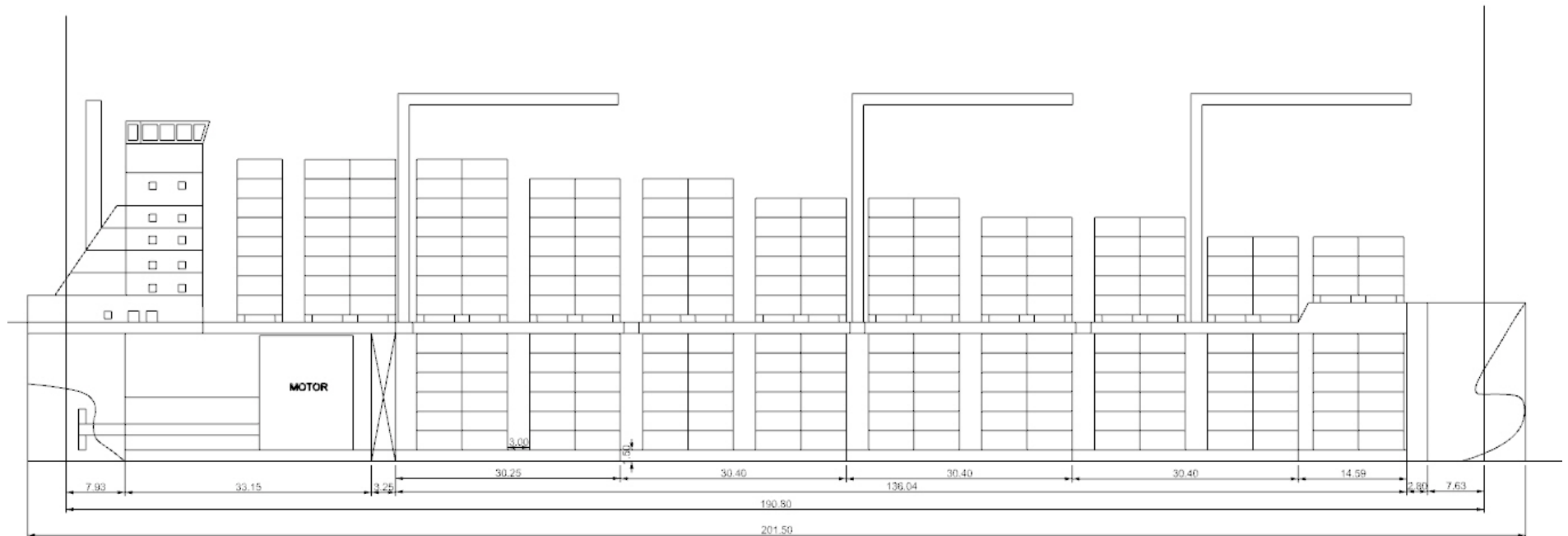


Figura 73. Alzado

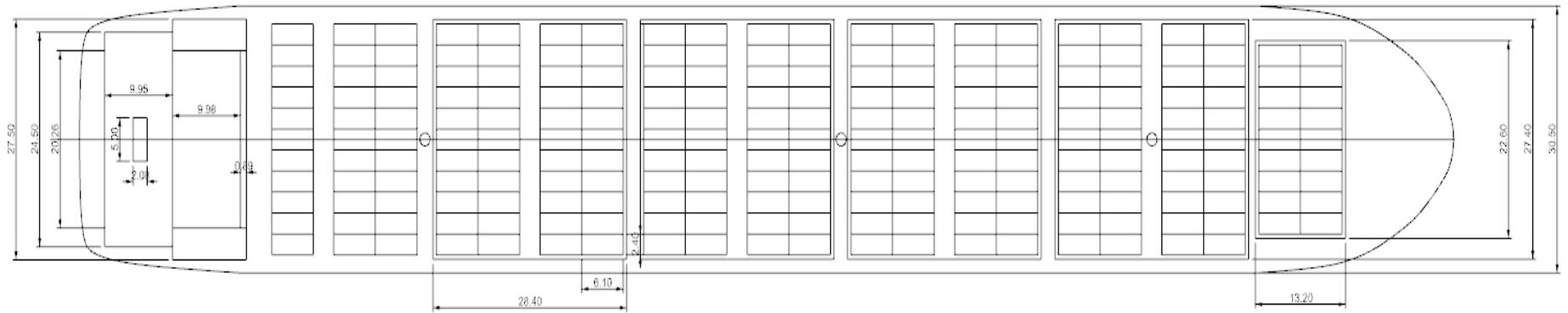


Figura 74. Planta.

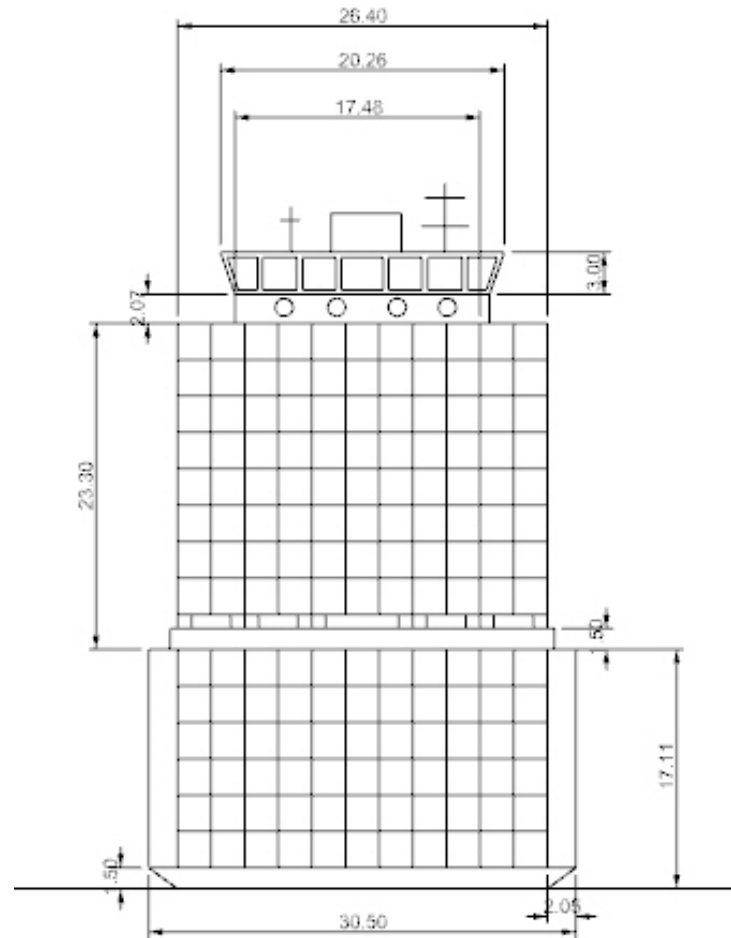


Figura 75. Perfil.

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

ANEXO 2.

"DATOS"

Rend_TAP=0,89
Rend_TBP=0,89

Rend_BBP=0,8
Rend_BAP=0,8

"estado 1s entrada intercambiador JWC"

P1s=3,4

h1s=Enthalpy(Water;s=s13;P=P1s)
s1s=s13
v1s=volume(Water;s=s13;P=P1s)
T1s=temperature(Water;P=P1s;s=s13)

"estado 1 entrada intercambiador JWC"

P1=3,4

Rend_BBP=(h13-h1s)/(h13-h1)

s1=entropy(Water;h=h1;P=P1)
v1=volume(Water;h=h1;P=P1)
T1=temperature(Water;h=h1;P=P1)

"estado 2, salida intercambiador JWC, entrada int. CAC"

T2=80
P2=3,4

h2=enthalpy(Water;T=T2;P=P2)
s2=entropy(Water;T=T2;P=P2)
v2=volume(Water;T=T2;P=P2)

"estado 3, salida intrcambiador CAC entrada SPLIT"

T3=137,8
P3=3,4

h3=enthalpy(Water;T=T3; P=P3)
s3=entropy(Water;T=T3;P=P3)
v3=volume(Water;T=T3;P=P3)
x3=0

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"estado 4, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$T4=137,8$$

$$P4=3,4$$

$$h4=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T4;P=P4)$$

$$s4=\text{entropy}(\text{Water};T=T4;P=P4)$$

$$v4=\text{volume}(\text{Water};T=T4;P=P4)$$

$$x4=0$$

"estado 5, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$T5=137,8 \text{ [C]}$$

$$P5=3,4 \text{ [bar]}$$

$$h5=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T5;P=P5)$$

$$s5=\text{entropy}(\text{Water};T=T5;P=P5)$$

$$v5=\text{volume}(\text{Water};T=T5;P=P5)$$

$$x5=1$$

"estado 6, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$T6=179$$

$$P6=3,4$$

$$h6=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T6;P=P6)$$

$$s6=\text{entropy}(\text{Water};T=T6;P=P6)$$

$$v6=\text{volume}(\text{Water};T=T6;P=P6)$$

"estado 7, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$T7=137,8 \text{ [C]}$$

$$P7=3,4 \text{ [bar]}$$

$$h7=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T7;P=P7)$$

$$s7=\text{entropy}(\text{Water};T=T7;P=P7)$$

$$v7=\text{volume}(\text{Water};T=T7;P=P7)$$

$$x7=0$$

"estado 8s, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$P8s=9,8$$

$$h8s=\text{enthalpy}(\text{Water};s=s7;P=P8s)$$

$$s8s=s7$$

$$v8s=\text{volume}(\text{Water};s=s7;P=P8s)$$

$$T8s=\text{temperature}(\text{Water};s=s7;P=P8s)$$

"estado 8, salida SPLIT entrada LP EVA"

$$P8=9,8$$

$$\text{Rend_BAP}=(h7-h8s)/(h7-h8)$$

$$s8=\text{entropy}(\text{Water};h=h8;P=P8)$$

$$v8=\text{volume}(\text{Water};h=h8;P=P8)$$

$$T8=\text{temperature}(\text{Water};P=P8;s=s8)$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"estado 9, salida SPLIT entrada LP EVA"

T9=179

P9=9,8

h9=enthalpy(Water;T=T9;P=P9)

s9=entropy(Water;T=T9;P=P9)

v9=volume(Water;T=T9;P=P9)

x9=0

"estado 10, salida SPLIT entrada LP EVA"

T10=179

P10=9,8

h10=enthalpy(Water;T=T10;P=P10)

s10=entropy(Water;T=T10;P=P10)

v10=volume(Water;T=T10;P=P10)

x10=1

"estado 11, salida SPLIT entrada LP EVA"

T11=214

P11=9,8

h11=enthalpy(Water;T=T11;P=P11)

s11=entropy(Water;T=T11;P=P11)

v11=volume(Water;T=T11;P=P11)

"estado 12s_ap;"

P12s_ap=0,074

h12s_ap=enthalpy(Water;s=s11;P=P12s_ap)

v12s_ap=volume(Water;s=s11;P=P12s_ap)

x12s_ap=quality(Water;P=P12s_ap;s=s11)

T12s_ap=temperature(Water;P=P12s_ap;s=s11)

"estado 12, salida turb alta presion"

P12=0,074

Rend_TAP=(h11-h12_ap)/(h11-h12s_ap)

s12_ap=entropy(Water;h=h12_ap;P=P12)

v12_ap=volume(Water;h=h12_ap;P=P12)

x12_ap=quality(Water;h=h12_ap;P=p12)

"estado 12s, salida turb baja presion"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P12s_bp=0,074

h12s_bp=enthalpy(Water;s=s6;P=P12s_bp)
v12s_bp=volume(Water;s=s6;P=P12s_bp)
x12s_bp=quality(Water;P=P12s_bp;s=s6)
T12s_bp=temperature(Water;P=P12s_bp;s=s6)

"estado 12, salida turb baja presion"

Rend_TBP=(h11-h12_bp)/(h11-h12s_bp)

s12_bp=entropy(Water;h=h12_bp;P=P12)
v12_bp=volume(Water;h=h12_bp;P=P12)
x12_bp=quality(Water;h=h12_bp;P=p12)

"estado 13, salida SPLIT entrada LP EVA"

P13=0,074 [bar]

h13=enthalpy(Water;x=0;P=P13)
s13=entropy(Water;x=0;P=P13)
v13=volume(Water;x=0;P=P13)

"Cálculo del calor de entrada"

"JWC"

h50=356,2
h51=351,4
m_dot_jwc=52,8
q_e_jwc=m_dot_jwc*(h50-h51)

"CAC"

h41=548,6
h42=539,7
m_dot_cac=41,3
q_e_cac=m_dot_cac*(h41-h42)

"LP EVA"

h34=635,8
h35=609,5
m_dot_LP_EVA=42,1
q_e_LP_EVA=m_dot_LP_EVA*(h34-h35)

"HP ECO"

h33=640
m_dot_HP_ECO=42,1
q_e_HP_ECO=m_dot_HP_ECO*(h33-h34)

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"LP SUP"

$h_{32}=651,1$
 $m_{\dot{LP_SUP}}=42,1$
 $q_{e_LP_SUP}=m_{\dot{LP_SUP}}*(h_{32}-h_{33})$

"HP EVA"

$h_{31}=688,3$
 $m_{\dot{HP_EVA}}=42,1$
 $q_{e_HP_EVA}=m_{\dot{HP_EVA}}*(h_{31}-h_{32})$

"HP SUP"

$h_{30}=690,4$
 $m_{\dot{HP_SUP}}=42,1$
 $q_{e_HP_SUP}=m_{\dot{HP_SUP}}*(h_{30}-h_{31})$

"CND"

$T_{60}=32$
 $P_{60}=1$

$T_{61}=42$
 $P_{61}=1$

$h_{60}=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T_{60};P=P_{60})$
 $s_{60}=\text{entropy}(\text{Water};T=T_{60};P=P_{60})$

$h_{61}=\text{enthalpy}(\text{Water};T=T_{61};P=P_{61})$
 $s_{61}=\text{entropy}(\text{Water};T=T_{61};P=P_{61})$

$m_{\dot{water_cnd}}*(h_{61}-h_{60})=m_{12}*(h_{12_ap}-h_{13})$

$Q_{e_tot}=q_{e_jwc}+q_{e_cac}+q_{e_LP_EVA}+q_{e_HP_ECO}+q_{e_LP_SUP}+q_{e_HP_EVA}+q_{e_HP_SUP}$

"ecuaciones del ciclo de Rankine"

$m_1=1,501$ [kg/s]
 $m_1=m_2$
 $m_1=m_3$
 $m_1=m_{12}$
 $m_1=m_{13}$

$m_4=0,515$ [kg/s]
 $m_4=m_5$
 $m_4=m_6$

$m_7=0,986$ [kg/s]
 $m_7=m_8$
 $m_7=m_9$
 $m_7=m_{10}$
 $m_7=m_{11}$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"definición de potencias"

$$Wb_bp=m1*(h13-h1)$$

$$Wb_ap=m7*(h7-h8)$$

$$Wb=Wb_bp +Wb_ap$$

$$Wt_AP=m11*(h11-h12_ap)$$

$$Wt_BP=m6*(h6-h12_bp)$$

$$Wt=Wt_BP + Wt_AP$$

$$Wneta=Wb_bp + Wb_ap + Wt_AP + Wt_BP$$

$$Rend_ciclo=Wneta/Q_e_tot$$

$$Wbajapresion=0,515*(2820,1-2272,3)$$

$$Waltapresion=0,986*(2862,6-2272,3)$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

ANEXO 3.

$$P[1]=112$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref^5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=17$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=5$$
$$m_dot_ref1=20,1$$
$$m_dot_ref2=41,3$$
$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$
$$rend_bomba=0,8$$

$$h31=431,3$$
$$h32=262$$
$$h41=548,6$$
$$h42=463,9$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R717;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R717;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R717;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R717;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R717;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R717;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R717;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R717;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R717;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R717;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R717;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R717;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R717;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R717;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R717;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R717;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R717;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R717;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R717;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R717;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R717;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R717;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R717;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R717;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R717;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R717;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R717;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(R717;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(R717;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

"RESULTADOS"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$\begin{aligned}q_e_{boi} &= m_{dot_ref1} * (h_{31} - h_{32}) \\q_e_{cac} &= m_{dot_ref2} * (h_{41} - h_{42}) \\q_e_{jwc} &= m_{dot_ref3} * (h_{50} - h_{51}) \\q_e_{rec} &= m_{dot_ref} * (5) \\Q_e_{tot} &= q_e_{boi} + q_e_{cac} + q_e_{jwc} + q_e_{rec}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_T &= (m_{dot_ref} * (h_{[7]} - h_{[9]})) \\w_B &= (m_{dot_ref} * (h_{1r} - h_{[12]}))\end{aligned}$$

$$w_{ciclo} = w_T - w_B$$

$$Rend_{ciclo} = w_{ciclo} / Q_e_{tot}$$

"Estado punto muerto"

$$\begin{aligned}T_o &= 20 \\P_o &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_o &= \text{Enthalpy}(R717; T=T_o; P=P_o) \\s_o &= \text{Entropy}(R717; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{ow} &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o) \\s_{ow} &= \text{Entropy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{oair} &= \text{Enthalpy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o) \\s_{oair} &= \text{Entropy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

"BOMBA"

$$\begin{aligned}Ex_e_{Bomba} &= m_{dot_ref} * (h_{[12]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[12]} - s_o)) \\Ex_{WB} &= w_B \\Ex_s_{Bomba} &= m_{dot_ref} * (h_{1r} - h_o - (T_o + 273) * (s_{1r} - s_o))\end{aligned}$$

$$Ex_e_{Bomba} + Ex_{Wb} = Ex_s_{Bomba} + Ex_P_{Bomba}$$

"TURBINA"

$$\begin{aligned}Ex_e_{Turbina} &= m_{dot_ref} * (h_{[7]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[7]} - s_o)) \\Ex_{WT} &= w_T \\Ex_s_{Turbina} &= m_{dot_ref} * (h_{[9]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[9]} - s_o))\end{aligned}$$

$$Ex_e_{Turbina} = Ex_s_{Turbina} + Ex_{WT} + Ex_P_{Turbina}$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}P_{60} &= 1 \\T_{60} &= 32\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{61} &= 1 \\T_{61} &= 38\end{aligned}$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$h_{60} = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_{60}; P=P_{60})$
 $s_{60} = \text{Entropy}(\text{water}; T=T_{60}; P=P_{60})$

$s_{61} = \text{Entropy}(\text{water}; h=h_{61}; P=P_{61})$
 $h_{61} = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_{61}; P=P_{61})$

$m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{60}) = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_{12})$

$Ex_{e_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{10} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{60} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{60} - s_o))$

$Ex_{s_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{61} - s_o))$

$Ex_{e_Condensador} = Ex_{s_Condensador} + Ex_{P_Condensador}$

"Evaporador"

"JWC"

$Ex_{e_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{11} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{11} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h_{50} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{50} - s_o))$

$Ex_{s_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o))$

$Ex_{e_JWC} = Ex_{s_JWC} + Ex_{P_JWC}$

"REC"

$Ex_{e_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{9} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{9} - s_o))$

$Ex_{s_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{13} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{13} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{10} - s_o))$

$Ex_{e_REC} = Ex_{s_REC} + Ex_{P_REC}$

"CAC"

$Ex_{e_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{3} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{3} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h_{41} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{41} - s_{oair}))$

$Ex_{s_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{5} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{5} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h_{42} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{42} - s_{oair}))$

$Ex_{e_CAC} = Ex_{s_CAC} + Ex_{P_CAC}$

"BOI"

$Q_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{7} - h_{5})$

$Ex_{5} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{5} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{5} - s_o))$

$Ex_{7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{7} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{7} - s_o))$

$E_{Q_{57}} = (1 - ((T_o + 273) / (((T_{5} + T_{7}) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7}$

$Ex_{5} + E_{Q_{57}} = Ex_{7} + Ex_{P_BOI}$

$EX_{P_Evaporador} = Ex_{P_JWC} + Ex_{P_REC} + Ex_{P_CAC} + Ex_{P_BOI}$

"Exergía perdida en el Sistema"

$EX_{P_Sistema} = EX_{P_Evaporador} + Ex_{P_Condensador} + Ex_{P_Turbina} + Ex_{P_Bomba}$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

ANEXO 4.

$$P[1]=40$$

$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$

$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$

$$m_dot_ref^5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$

$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$

$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$

$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$

$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=11$$

$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$

$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$

$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$

$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$

$$x[12]=0$$

$$P50=3$$

$$P51=3$$

$$P41=2,9$$

$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$

$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=28,3$$

$$m_dot_ref1=20,1$$

$$m_dot_ref2=41,3$$

$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$

$$rend_bomba=0,8$$

$$h31=431,3$$

$$h32=262$$

$$h41=548,6$$

$$h42=463,9$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R134a;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R134a;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R134a;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R134a;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R134a;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R134a;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R134a;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R134a;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R134a;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R134a;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R134a;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R134a;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R134a;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R134a;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R134a;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R134a;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R134a;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R134a;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R134a;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R134a;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R134a;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R134a;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R134a;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R134a;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R134a;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R134a;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R134a;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(R134a;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(R134a;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

"RESULTADOS"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$\begin{aligned}q_e_{boi} &= m_{dot_ref1} * (h_{31} - h_{32}) \\q_e_{cac} &= m_{dot_ref2} * (h_{41} - h_{42}) \\q_e_{jwc} &= m_{dot_ref3} * (h_{50} - h_{51}) \\q_e_{rec} &= m_{dot_ref} * (5) \\Q_e_{tot} &= q_e_{boi} + q_e_{cac} + q_e_{jwc} + q_e_{rec}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_T &= (m_{dot_ref} * (h_{[7]} - h_{[9]})) \\w_B &= (m_{dot_ref} * (h_{1r} - h_{[12]}))\end{aligned}$$

$$w_{ciclo} = w_T - w_B$$

$$Rend_{ciclo} = w_{ciclo} / Q_e_{tot}$$

"Estado punto muerto"

$$T_o = 20$$

$$P_o = 1$$

$$h_o = \text{Enthalpy}(R134a; T=T_o; P=P_o)$$

$$s_o = \text{Entropy}(R134a; T=T_o; P=P_o)$$

$$h_{ow} = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)$$

$$s_{ow} = \text{Entropy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)$$

$$h_{oair} = \text{Enthalpy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)$$

$$s_{oair} = \text{Entropy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)$$

"BOMBA"

$$Ex_e_{Bomba} = m_{dot_ref} * (h_{[12]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[12]} - s_o))$$

$$Ex_{WB} = w_B$$

$$Ex_s_{Bomba} = m_{dot_ref} * (h_{1r} - h_o - (T_o + 273) * (s_{1r} - s_o))$$

$$Ex_e_{Bomba} + Ex_{Wb} = Ex_s_{Bomba} + Ex_P_{Bomba}$$

"TURBINA"

$$Ex_e_{Turbina} = m_{dot_ref} * (h_{[7]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[7]} - s_o))$$

$$Ex_{WT} = w_T$$

$$Ex_s_{Turbina} = m_{dot_ref} * (h_{[9]} - h_o - (T_o + 273) * (s_{[9]} - s_o))$$

$$Ex_e_{Turbina} = Ex_s_{Turbina} + Ex_{WT} + Ex_P_{Turbina}$$

"CONDENSADOR"

$$P_{60} = 1$$

$$T_{60} = 32$$

$$P_{61} = 1$$

$$T_{61} = 38$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$h60 = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T60; P=P60)$
 $s60 = \text{Entropy}(\text{water}; T=T60; P=P60)$

$s61 = \text{Entropy}(\text{water}; h=h61; P=P61)$
 $h61 = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T61; P=P61)$

$m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h61 - h60) = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[10] - h[12])$

$Ex_e_Condensador = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h60 - h_o - (T_o + 273) \cdot (s60 - s_o))$

$Ex_s_Condensador = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[12] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[12] - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h61 - h_o - (T_o + 273) \cdot (s61 - s_o))$

$Ex_e_Condensador = Ex_s_Condensador + Ex_P_Condensador$

"Evaporador"

"JWC"

$Ex_e_JWC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[1] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[1] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h50 - h_o - (T_o + 273) \cdot (s50 - s_o))$

$Ex_s_JWC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h51 - h_o - (T_o + 273) \cdot (s51 - s_o))$

$Ex_e_JWC = Ex_s_JWC + Ex_P_JWC$

"REC"

$Ex_e_REC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[9] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[9] - s_o))$

$Ex_s_REC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o))$

$Ex_e_REC = Ex_s_REC + Ex_P_REC$

"CAC"

$Ex_e_CAC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h41 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s41 - s_{oair}))$

$Ex_s_CAC = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h42 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s42 - s_{oair}))$

$Ex_e_CAC = Ex_s_CAC + Ex_P_CAC$

"BOI"

$Q_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[7] - h[5])$

$Ex_5 = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o))$

$Ex_7 = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h[7] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[7] - s_o))$

$E_{Q_57} = (1 - ((T_o + 273) / (((T[5] + T[7]) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7}$

$Ex_5 + E_{Q_57} = Ex_7 + Ex_P_BOI$

$EX_P_Evaporador = Ex_P_JWC + Ex_P_REC + Ex_P_CAC + Ex_P_BOI$

"Exergía perdida en el Sistema"

$EX_P_Sistema = EX_P_Evaporador + Ex_P_Condensador + Ex_P_Turbina + Ex_P_Bomba$

ANEXO 5.

$$P[1]=49$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=16$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=28,3$$
$$m_dot_ref1=20,1$$
$$m_dot_ref2=41,3$$
$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$
$$rend_bomba=0,8$$

$$h31=431,3$$
$$h32=262$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R22;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R22;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R22;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R22;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R22;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R22;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R22;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R22;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R22;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R22;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R22;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R22;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R22;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R22;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R22;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R22;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R22;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R22;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R22;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R22;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R22;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R22;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R22;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R22;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R22;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R22;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R22;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(R22;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(R22;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"RESULTADOS"

$$\begin{aligned}q_e_boi &= m_dot_ref1 * (h31 - h32) \\q_e_cac &= m_dot_ref2 * (h41 - h42) \\q_e_jwc &= m_dot_ref3 * (h50 - h51) \\q_e_rec &= m_dot_ref * (5) \\Q_e_tot &= q_e_boi + q_e_cac + q_e_jwc + q_e_rec\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w_T &= (m_dot_ref * (h[7] - h[9])) \\w_B &= (m_dot_ref * (h1r - h[12]))\end{aligned}$$

$$w_ciclo = w_t - w_b$$

$$Rend_ciclo = w_ciclo / Q_e_tot$$

"Estado punto muerto"

$$\begin{aligned}T_o &= 20 \\P_o &= 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_o &= \text{Enthalpy}(R22; T=T_o; P=P_o) \\s_o &= \text{Entropy}(R22; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{ow} &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o) \\s_{ow} &= \text{Entropy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{oair} &= \text{Enthalpy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o) \\s_{oair} &= \text{Entropy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)\end{aligned}$$

"BOMBA"

$$\begin{aligned}Ex_e_Bomba &= m_dot_ref * (h[12] - h_o - (T_o + 273) * (s[12] - s_o)) \\Ex_WB &= w_B \\Ex_s_Bomba &= m_dot_ref * (h1r - h_o - (T_o + 273) * (s1r - s_o))\end{aligned}$$

$$Ex_e_Bomba + Ex_Wb = Ex_s_Bomba + Ex_P_Bomba$$

"TURBINA"

$$\begin{aligned}Ex_e_Turbina &= m_dot_ref * (h[7] - h_o - (T_o + 273) * (s[7] - s_o)) \\Ex_WT &= w_T \\Ex_s_Turbina &= m_dot_ref * (h[9] - h_o - (T_o + 273) * (s[9] - s_o))\end{aligned}$$

$$Ex_e_Turbina = Ex_s_Turbina + Ex_WT + Ex_P_Turbina$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}P_{60} &= 1 \\T_{60} &= 32\end{aligned}$$

$$P_{61} = 1$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$T_{61}=38$$

$$h_{60}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_{60};P=P_{60})$$

$$s_{60}=\text{Entropy}(\text{water};T=T_{60};P=P_{60})$$

$$s_{61}=\text{Entropy}(\text{water};h=h_{61};P=P_{61})$$

$$h_{61}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_{61};P=P_{61})$$

$$m_{\text{dot_agua_ref}}*(h_{61}-h_{60})=m_{\text{dot_ref}}*(h_{10}-h_{12})$$

$$\text{Ex_e_Condensador}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{10}-h_o-(T_o+273)*(s_{10}-s_o))+m_{\text{dot_agua_ref}}*(h_{60}-h_{ow}-(T_o+273)*(s_{60}-s_{ow}))$$

$$\text{Ex_s_Condensador}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{12}-h_o-(T_o+273)*(s_{12}-s_o))+m_{\text{dot_agua_ref}}*(h_{61}-h_{ow}-(T_o+273)*(s_{61}-s_{ow}))$$

$$\text{Ex_e_Condensador}=\text{Ex_s_Condensador}+\text{Ex_P_Condensador}$$

"Evaporador"

"JWC"

$$\text{Ex_e_JWC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{11}-h_o-(T_o+273)*(s_{11}-s_o))+m_{\text{dot_ref3}}*(h_{50}-h_{ow}-(T_o+273)*(s_{50}-s_{ow}))$$

$$\text{Ex_s_JWC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{12}-h_o-(T_o+273)*(s_{12}-s_o))+m_{\text{dot_ref3}}*(h_{51}-h_{ow}-(T_o+273)*(s_{51}-s_{ow}))$$

$$\text{Ex_e_JWC}=\text{Ex_s_JWC}+\text{Ex_P_JWC}$$

"REC"

$$\text{Ex_e_REC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{21}-h_o-(T_o+273)*(s_{21}-s_o))+m_{\text{dot_ref}}*(h_{91}-h_o-(T_o+273)*(s_{91}-s_o))$$

$$\text{Ex_s_REC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{31}-h_o-(T_o+273)*(s_{31}-s_o))+m_{\text{dot_ref}}*(h_{101}-h_o-(T_o+273)*(s_{101}-s_o))$$

$$\text{Ex_e_REC}=\text{Ex_s_REC}+\text{Ex_P_REC}$$

"CAC"

$$\text{Ex_e_CAC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{31}-h_o-(T_o+273)*(s_{31}-s_o))+m_{\text{dot_ref2}}*(h_{41}-h_{oair}-(T_o+273)*(s_{41}-s_{oair}))$$

$$\text{Ex_s_CAC}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{51}-h_o-(T_o+273)*(s_{51}-s_o))+m_{\text{dot_ref2}}*(h_{42}-h_{oair}-(T_o+273)*(s_{42}-s_{oair}))$$

$$\text{Ex_e_CAC}=\text{Ex_s_CAC}+\text{Ex_P_CAC}$$

"BOI"

$$Q_{5_7}=m_{\text{dot_ref}}*(h_{71}-h_{51})$$

$$\text{Ex}_5=m_{\text{dot_ref}}*(h_{51}-h_o-(T_o+273)*(s_{51}-s_o))$$

$$\text{Ex}_7=m_{\text{dot_ref}}*(h_{71}-h_o-(T_o+273)*(s_{71}-s_o))$$

$$E_{Q_{57}}=(1-((T_o+273)/(((T_{51}+T_{71})/2)+273)))*Q_{5_7}$$

$$\text{Ex}_5+E_{Q_{57}}=\text{Ex}_7+\text{Ex_P_BOI}$$

$$\text{EX_P_Evaporador}=\text{Ex_P_JWC}+\text{Ex_P_REC}+\text{Ex_P_CAC}+\text{Ex_P_BOI}$$

"Exergía perdida en el Sistema"

$$\text{EX_P_Sistema}=\text{EX_P_Evaporador}+\text{Ex_P_Condensador}+\text{Ex_P_Turbina}+\text{Ex_P_Bomba}$$

ANEXO 6.

$$P[1]=53$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=10$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=15$$
$$m_dot_ref1=20,1$$
$$m_dot_ref2=41,3$$
$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$
$$rend_bomba=0,8$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

h31=431,3
h32=262
h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(DimethylEther;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(DimethylEther;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(DimethylEther;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(DimethylEther;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(DimethylEther;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(DimethylEther;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(DimethylEther;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(DimethylEther;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(DimethylEther;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(DimethylEther;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(DimethylEther;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(DimethylEther;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(DimethylEther;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(DimethylEther;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(DimethylEther;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(DimethylEther;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(DimethylEther;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(DimethylEther;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(DimethylEther;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(DimethylEther;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(DimethylEther;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(DimethylEther;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(DimethylEther;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(DimethylEther;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(DimethylEther;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(DimethylEther;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(DimethylEther;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(DimethylEther;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(DimethylEther;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$s_{42} = \text{Entropy}(\text{air_ha}; P=P_{42}; h=h_{42})$

"RESULTADOS"

$q_{e_boi} = m_{dot_ref1} * (h_{31} - h_{32})$
 $q_{e_cac} = m_{dot_ref2} * (h_{41} - h_{42})$
 $q_{e_jwc} = m_{dot_ref3} * (h_{50} - h_{51})$
 $q_{e_rec} = m_{dot_ref} * (5)$
 $Q_{e_tot} = q_{e_boi} + q_{e_cac} + q_{e_jwc} + q_{e_rec}$

$w_T = (m_{dot_ref} * (h[7] - h[9]))$
 $w_B = (m_{dot_ref} * (h_{1r} - h[12]))$

$w_{ciclo} = w_t - w_b$

$Rend_{ciclo} = w_{ciclo} / Q_{e_tot}$

"Estado punto muerto"

$T_o = 20$

$P_o = 1$

$h_o = \text{Enthalpy}(\text{DimethylEther}; T=T_o; P=P_o)$

$s_o = \text{Entropy}(\text{DimethylEther}; T=T_o; P=P_o)$

$h_{ow} = \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)$

$s_{ow} = \text{Entropy}(\text{water}; T=T_o; P=P_o)$

$h_{oair} = \text{Enthalpy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)$

$s_{oair} = \text{Entropy}(\text{air_ha}; T=T_o; P=P_o)$

"BOMBA"

$Ex_{e_Bomba} = m_{dot_ref} * (h[12] - h_o - (T_o + 273) * (s[12] - s_o))$

$Ex_{WB} = w_B$

$Ex_{s_Bomba} = m_{dot_ref} * (h_{1r} - h_o - (T_o + 273) * (s_{1r} - s_o))$

$Ex_{e_Bomba} + Ex_{Wb} = Ex_{s_Bomba} + Ex_{P_Bomba}$

"TURBINA"

$Ex_{e_Turbina} = m_{dot_ref} * (h[7] - h_o - (T_o + 273) * (s[7] - s_o))$

$Ex_{WT} = w_T$

$Ex_{s_Turbina} = m_{dot_ref} * (h[9] - h_o - (T_o + 273) * (s[9] - s_o))$

$Ex_{e_Turbina} = Ex_{s_Turbina} + Ex_{WT} + Ex_{P_Turbina}$

"CONDENSADOR"

$P_{60} = 1$

$T_{60} = 32$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P61=1
T61=38

h60=Enthalpy(water;T=T60;P=P60)
s60=Entropy(water;T=T60;P=P60)

s61=Entropy(water;h=h61;P=P61)
h61=Enthalpy(water;T=T61;P=P61)

$m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{60}) = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_{12})$

$Ex_{\text{e_Condensador}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{10} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{60} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{60} - s_{ow}))$

$Ex_{\text{s_Condensador}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{61} - s_{ow}))$

$Ex_{\text{e_Condensador}} = Ex_{\text{s_Condensador}} + Ex_{\text{P_Condensador}}$

"Evaporador"

"JWC"

$Ex_{\text{e_JWC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{11} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{11} - s_o)) + m_{\text{dot_ref3}} \cdot (h_{50} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{50} - s_{ow}))$

$Ex_{\text{s_JWC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_ref3}} \cdot (h_{51} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_{ow}))$

$Ex_{\text{e_JWC}} = Ex_{\text{s_JWC}} + Ex_{\text{P_JWC}}$

"REC"

$Ex_{\text{e_REC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{21} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{21} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{91} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{91} - s_o))$

$Ex_{\text{s_REC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{31} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{31} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{101} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{101} - s_o))$

$Ex_{\text{e_REC}} = Ex_{\text{s_REC}} + Ex_{\text{P_REC}}$

"CAC"

$Ex_{\text{e_CAC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{31} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{31} - s_o)) + m_{\text{dot_ref2}} \cdot (h_{41} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{41} - s_{oair}))$

$Ex_{\text{s_CAC}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o)) + m_{\text{dot_ref2}} \cdot (h_{42} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{42} - s_{oair}))$

$Ex_{\text{e_CAC}} = Ex_{\text{s_CAC}} + Ex_{\text{P_CAC}}$

"BOI"

$Q_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_{51})$

$Ex_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o))$

$Ex_{71} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{71} - s_o))$

$E_{Q_{5_7}} = (1 - ((T_o + 273) / (((T_{51} + T_{71}) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7}$

$Ex_{5_7} + E_{Q_{5_7}} = Ex_{71} + Ex_{\text{P_BOI}}$

$EX_{\text{P_Evaporador}} = Ex_{\text{P_JWC}} + Ex_{\text{P_REC}} + Ex_{\text{P_CAC}} + Ex_{\text{P_BOI}}$

"Exergía perdida en el Sistema"

$EX_{\text{P_Sistema}} = EX_{\text{P_Evaporador}} + Ex_{\text{P_Condensador}} + Ex_{\text{P_Turbina}} + Ex_{\text{P_Bomba}}$

ANEXO 7.

$$P[1]=36$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=7$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=28,3$$
$$m_dot_ref1=20,1$$
$$m_dot_ref2=41,3$$
$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

rend_bomba=0,8

h31=431,3

h32=262

h41=548,6

h42=463,9

h50=356,2

h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R124;P=P[1];s=s[1])

T[1]=Temperature(R124;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])

s1r=Entropy(R124;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R124;h=h[2];P=P[2])

s[2]=Entropy(R124;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R124;h=h[3];P=P[3])

s[3]=Entropy(R124;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R124;x=x[4];P=P[4])

s[4]=Entropy(R124;x=x[4];P=P[4])

T[4]=TEMPERATURE(R124;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R124;h=h[5];P=P[5])

T[5]=Temperature(R124;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R124;x=x[6];P=P[6])

T[6]=Temperature(R124;P=P[6];x=x[6])

h[6]=Enthalpy(R124;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R124;h=h[7];P=P[7])

T[7]=TEMPERATURE(R124;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R124;s=s[8];P=P[8])

T[8]=TEMPERATURE(R124;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R124;h=h[9];P=P[9])

T[9]=Temperature(R124;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R124;h=h[10];P=P[10])

T[10]=Temperature(R124;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R124;x=x[11];P=P[11])

s[11]=Entropy(R124;x=x[11];P=P[11])

T[11]=Temperature(R124;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R124;x=x[12];P=P[12])

T[12]=Temperature(R124;P=P[12];x=x[12])

s[12]=Entropy(R124;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)

s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

"RESULTADOS"

q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)
q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)
q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)
q_e_rec=m_dot_ref*(5)
Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec

w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))
w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))

w_ciclo=w_t-w_b

Rend_ciclo=w_ciclo/Q_e_tot

"Estado punto muerto"

To=20
Po=1

ho=Enthalpy(R124;T=To;P=Po)
so=Entropy(R124;T=To;P=Po)

how=Enthalpy(water;T=To;P=Po)
sow=Entropy(water;T=To;P=Po)

hoair=Enthalpy(air_ha;T=To;P=Po)
soair=Entropy(air_ha;T=To;P=Po)

"BOMBA"

Ex_e_Bomba=m_dot_ref*(h[12]-ho-(To+273)*(s[12]-so))
Ex_WB=w_B
Ex_s_Bomba=m_dot_ref*(h1r-ho-(To+273)*(s1r-so))
Ex_e_Bomba+Ex_Wb=Ex_s_Bomba+Ex_P_Bomba

"TURBINA"

Ex_e_Turbina=m_dot_ref*(h[7]-ho-(To+273)*(s[7]-so))
Ex_WT=w_T
Ex_s_Turbina=m_dot_ref*(h[9]-ho-(To+273)*(s[9]-so))
Ex_e_Turbina=Ex_s_Turbina+Ex_WT+Ex_P_Turbina

"CONDENSADOR"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P60=1
T60=32

P61=1
T61=38

h60=Enthalpy(water;T=T60;P=P60)
s60=Entropy(water;T=T60;P=P60)

s61=Entropy(water;h=h61;P=P61)
h61=Enthalpy(water;T=T61;P=P61)

$m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{60}) = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_{12})$

$Ex_{e_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{10} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{60} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{60} - s_{ow}))$

$Ex_{s_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{61} - s_{ow}))$

$Ex_{e_Condensador} = Ex_{s_Condensador} + Ex_{P_Condensador}$

"Evaporador"

"JWC"

$Ex_{e_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{11} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{11} - s_o)) + m_{\text{dot_ref3}} \cdot (h_{50} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{50} - s_{ow}))$

$Ex_{s_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_ref3}} \cdot (h_{51} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_{ow}))$

$Ex_{e_JWC} = Ex_{s_JWC} + Ex_{P_JWC}$

"REC"

$Ex_{e_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{21} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{21} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{91} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{91} - s_o))$

$Ex_{s_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{22} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{22} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{101} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{101} - s_o))$

$Ex_{e_REC} = Ex_{s_REC} + Ex_{P_REC}$

"CAC"

$Ex_{e_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{31} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{31} - s_o)) + m_{\text{dot_ref2}} \cdot (h_{41} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{41} - s_{oair}))$

$Ex_{s_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{32} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{32} - s_o)) + m_{\text{dot_ref2}} \cdot (h_{42} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{42} - s_{oair}))$

$Ex_{e_CAC} = Ex_{s_CAC} + Ex_{P_CAC}$

"BOI"

$Q_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_{51})$

$Ex_{5_7} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o))$

$Ex_{7_5} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{71} - s_o))$

$E_{Q_{5_7}} = (1 - ((T_o + 273) / (((T_{51} + T_{71}) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7}$

$Ex_{5_7} + E_{Q_{5_7}} = Ex_{7_5} + Ex_{P_BOI}$

$EX_{P_Evaporador} = Ex_{P_JWC} + Ex_{P_REC} + Ex_{P_CAC} + Ex_{P_BOI}$

"Exergía perdida en el Sistema"

$EX_{P_Sistema} = EX_{P_Evaporador} + Ex_{P_Condensador} + Ex_{P_Turbina} + Ex_{P_Bomba}$

ANEXO 8.

$$P[1]=40$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=6$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=28,3$$
$$m_dot_ref1=20,1$$
$$m_dot_ref2=41,3$$
$$m_dot_ref3=52,8$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

rend_tb=0,89
rend_bomba=0,8

h31=431,3
h32=262
h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R142b;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R142b;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R142b;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R142b;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R142b;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R142b;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R142b;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R142b;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R142b;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R142b;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R142b;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R142b;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R142b;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R142b;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R142b;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R142b;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R142b;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R142b;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R142b;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R142b;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R142b;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R142b;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R142b;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R142b;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R142b;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R142b;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R142b;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(R142b;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(R142b;P=P[12];x=x[12])

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

"RESULTADOS"

q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)
q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)
q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)
q_e_rec=m_dot_ref*(5)
Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec

w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))
w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))

w_ciclo=w_t-w_b

Rend_ciclo=w_ciclo/Q_e_tot

"Estado punto muerto"

To=20
Po=1

ho=Enthalpy(R142b;T=To;P=Po)
so=Entropy(R142b;T=To;P=Po)

how=Enthalpy(water;T=To;P=Po)
sow=Entropy(water;T=To;P=Po)

hoair=Enthalpy(air_ha;T=To;P=Po)
soair=Entropy(air_ha;T=To;P=Po)

"BOMBA"

Ex_e_Bomba=m_dot_ref*(h[12]-ho-(To+273)*(s[12]-so))
Ex_WB=w_B
Ex_s_Bomba=m_dot_ref*(h1r-ho-(To+273)*(s1r-so))

Ex_e_Bomba+Ex_Wb=Ex_s_Bomba+Ex_P_Bomba

"TURBINA"

Ex_e_Turbina=m_dot_ref*(h[7]-ho-(To+273)*(s[7]-so))
Ex_WT=w_T
Ex_s_Turbina=m_dot_ref*(h[9]-ho-(To+273)*(s[9]-so))

Ex_e_Turbina=Ex_s_Turbina+Ex_WT+Ex_P_Turbina

"CONDENSADOR"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P60=1
T60=32

P61=1
T61=38

h60=Enthalpy(water;T=T60;P=P60)
s60=Entropy(water;T=T60;P=P60)

s61=Entropy(water;h=h61;P=P61)
h61=Enthalpy(water;T=T61;P=P61)

$m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{60}) = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_{12})$

$Ex_{e_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{10} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{10} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{60} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{60} - s_{ow}))$

$Ex_{s_Condensador} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_agua_ref}} \cdot (h_{61} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{61} - s_{ow}))$

$Ex_{e_Condensador} = Ex_{s_Condensador} + Ex_{P_Condensador}$

"Evaporador"

"JWC"

$Ex_{e_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{11} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{11} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h_{50} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{50} - s_{ow}))$

$Ex_{s_JWC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{12} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{12} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}3} \cdot (h_{51} - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_{ow}))$

$Ex_{e_JWC} = Ex_{s_JWC} + Ex_{P_JWC}$

"REC"

$Ex_{e_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{21} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{21} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{91} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{91} - s_o))$

$Ex_{s_REC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{31} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{31} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{101} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{101} - s_o))$

$Ex_{e_REC} = Ex_{s_REC} + Ex_{P_REC}$

"CAC"

$Ex_{e_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{31} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{31} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h_{41} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{41} - s_{oair}))$

$Ex_{s_CAC} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o)) + m_{\text{dot_ref}2} \cdot (h_{42} - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s_{42} - s_{oair}))$

$Ex_{e_CAC} = Ex_{s_CAC} + Ex_{P_CAC}$

"BOI"

$Q_{57} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_{51})$

$Ex_{57} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{51} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{51} - s_o))$

$Ex_{77} = m_{\text{dot_ref}} \cdot (h_{71} - h_o - (T_o + 273) \cdot (s_{71} - s_o))$

$E_{Q_{57}} = (1 - ((T_o + 273) / (((T_{51} + T_{71}) / 2) + 273))) \cdot Q_{57}$

$Ex_{57} + E_{Q_{57}} = Ex_{77} + Ex_{P_BOI}$

$Ex_{P_Evaporador} = Ex_{P_JWC} + Ex_{P_REC} + Ex_{P_CAC} + Ex_{P_BOI}$

"Exergía perdida en el Sistema"

$Ex_{P_Sistema} = Ex_{P_Evaporador} + Ex_{P_Condensador} + Ex_{P_Turbina} + Ex_{P_Bomba}$

ANEXO 9.

$$P[1]=32$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=11$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

m_dot_ref=31
m_dot_ref1=20,1
m_dot_ref2=41,3
m_dot_ref3=52,8

rend_tb=0,89
rend_bomba=0,8

h31=431,3
h32=262
h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R1234yf;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R1234yf;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R1234yf;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R1234yf;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R1234yf;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R1234yf;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R1234yf;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R1234yf;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R1234yf;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R1234yf;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R1234yf;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R1234yf;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R1234yf;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R1234yf;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R1234yf;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R1234yf;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R1234yf;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R1234yf;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R1234yf;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R1234yf;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R1234yf;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R1234yf;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R1234yf;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R1234yf;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R1234yf;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R1234yf;P=P[11];x=x[11])

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{R1234yf};x=x[12];P=P[12])$
 $T[12]=\text{Temperature}(\text{R1234yf};P=P[12];x=x[12])$
 $s[12]=\text{Entropy}(\text{R1234yf};P=P[12];x=x[12])$

$s50=\text{Entropy}(\text{water};P=P50;h=h50)$
 $s51=\text{Entropy}(\text{water};P=P51;h=h51)$

$s41=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P41;h=h41)$
 $s42=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P42;h=h42)$

"RESULTADOS"

$q_{e_boi}=m_{dot_ref1}*(h31-h32)$
 $q_{e_cac}=m_{dot_ref2}*(h41-h42)$
 $q_{e_jwc}=m_{dot_ref3}*(h50-h51)$
 $q_{e_rec}=m_{dot_ref}*(5)$
 $Q_{e_tot}=q_{e_boi}+q_{e_cac}+q_{e_jwc}+q_{e_rec}$

$w_T=(m_{dot_ref}*(h[7]-h[9]))$
 $w_B=(m_{dot_ref}*(h1r-h[12]))$

$w_{ciclo}=w_t-w_b$

$Rend_{ciclo}=w_{ciclo}/Q_{e_tot}$

"Estado punto muerto"

$T_o=20$
 $P_o=1$

$h_o=\text{Enthalpy}(\text{R1234yf};T=T_o;P=P_o)$
 $s_o=\text{Entropy}(\text{R1234yf};T=T_o;P=P_o)$

$h_{ow}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{ow}=\text{Entropy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$

$h_{oair}=\text{Enthalpy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{oair}=\text{Entropy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$

"BOMBA"

$Ex_{e_Bomba}=m_{dot_ref}*(h[12]-h_o-(T_o+273)*(s[12]-s_o))$
 $Ex_{WB}=w_B$
 $Ex_{s_Bomba}=m_{dot_ref}*(h1r-h_o-(T_o+273)*(s1r-s_o))$

$Ex_{e_Bomba}+Ex_{Wb}=Ex_{s_Bomba}+Ex_{P_Bomba}$

"TURBINA"

$Ex_{e_Turbina}=m_{dot_ref}*(h[7]-h_o-(T_o+273)*(s[7]-s_o))$
 $Ex_{WT}=w_T$
 $Ex_{s_Turbina}=m_{dot_ref}*(h[9]-h_o-(T_o+273)*(s[9]-s_o))$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$\text{Ex_e_Turbina}=\text{Ex_s_Turbina}+\text{Ex_WT}+\text{Ex_P_Turbina}$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned} P60 &= 1 \\ T60 &= 32 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P61 &= 1 \\ T61 &= 38 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h60 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \\ s60 &= \text{Entropy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s61 &= \text{Entropy}(\text{water}; h=h61; P=P61) \\ h61 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T61; P=P61) \end{aligned}$$

$$m_dot_agua_ref \cdot (h61 - h60) = m_dot_ref \cdot (h[10] - h[12])$$

$$\text{Ex_e_Condensador} = m_dot_ref \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o)) + m_dot_agua_ref \cdot (h60 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s60 - s_{ow}))$$

$$\text{Ex_s_Condensador} = m_dot_ref \cdot (h[12] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[12] - s_o)) + m_dot_agua_ref \cdot (h61 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s61 - s_{ow}))$$

$$\text{Ex_e_Condensador} = \text{Ex_s_Condensador} + \text{Ex_P_Condensador}$$

"Evaporador"

"JWC"

$$\text{Ex_e_JWC} = m_dot_ref \cdot (h[1] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[1] - s_o)) + m_dot_ref3 \cdot (h50 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s50 - s_{ow}))$$

$$\text{Ex_s_JWC} = m_dot_ref \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_dot_ref3 \cdot (h51 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s51 - s_{ow}))$$

$$\text{Ex_e_JWC} = \text{Ex_s_JWC} + \text{Ex_P_JWC}$$

"REC"

$$\text{Ex_e_REC} = m_dot_ref \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_dot_ref \cdot (h[9] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[9] - s_o))$$

$$\text{Ex_s_REC} = m_dot_ref \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_dot_ref \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o))$$

$$\text{Ex_e_REC} = \text{Ex_s_REC} + \text{Ex_P_REC}$$

"CAC"

$$\text{Ex_e_CAC} = m_dot_ref \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_dot_ref2 \cdot (h41 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s41 - s_{oair}))$$

$$\text{Ex_s_CAC} = m_dot_ref \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o)) + m_dot_ref2 \cdot (h42 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s42 - s_{oair}))$$

$$\text{Ex_e_CAC} = \text{Ex_s_CAC} + \text{Ex_P_CAC}$$

"BOI"

$$Q_{5_7} = m_dot_ref \cdot (h[7] - h[5])$$

$$\text{Ex}_5 = m_dot_ref \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o))$$

$$\text{Ex}_7 = m_dot_ref \cdot (h[7] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[7] - s_o))$$

$$E_{Q_57} = (1 - ((T_o + 273) / (((T[5] + T[7]) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7}$$

$$\text{Ex}_5 + E_{Q_57} = \text{Ex}_7 + \text{Ex_P_BOI}$$

$$\text{EX_P_Evaporador} = \text{Ex_P_JWC} + \text{Ex_P_REC} + \text{Ex_P_CAC} + \text{Ex_P_BOI}$$

"Exergía perdida en el Sistema"

$$\text{EX_P_Sistema} = \text{EX_P_Evaporador} + \text{Ex_P_Condensador} + \text{Ex_P_Turbina} + \text{Ex_P_Bomba}$$

ANEXO 10.

$$P[1]=25$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=8$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$
$$P32=1,2$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

m_dot_ref=40
m_dot_ref1=20,1
m_dot_ref2=41,3
m_dot_ref3=52,8

rend_tb=0,89
rend_bomba=0,8

h31=431,3
h32=262
h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R227ea;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R227ea;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R227ea;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R227ea;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R227ea;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R227ea;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R227ea;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R227ea;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R227ea;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R227ea;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R227ea;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R227ea;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R227ea;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R227ea;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R227ea;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R227ea;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R227ea;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R227ea;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R227ea;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R227ea;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R227ea;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R227ea;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R227ea;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R227ea;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R227ea;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R227ea;P=P[11];x=x[11])

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{R227ea};x=x[12];P=P[12])$
 $T[12]=\text{Temperature}(\text{R227ea};P=P[12];x=x[12])$
 $s[12]=\text{Entropy}(\text{R227ea};P=P[12];x=x[12])$

$s50=\text{Entropy}(\text{water};P=P50;h=h50)$
 $s51=\text{Entropy}(\text{water};P=P51;h=h51)$

$s41=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P41;h=h41)$
 $s42=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P42;h=h42)$

"RESULTADOS"

$q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)$
 $q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)$
 $q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)$
 $q_e_rec=m_dot_ref*(5)$
 $Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec$

$w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))$
 $w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))$

$w_ciclo=w_t-w_b$

$Rend_ciclo=w_ciclo/Q_e_tot$

"Estado punto muerto"

$T_o=20$
 $P_o=1$

$h_o=\text{Enthalpy}(\text{R227ea};T=T_o;P=P_o)$
 $s_o=\text{Entropy}(\text{R227ea};T=T_o;P=P_o)$

$h_{ow}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{ow}=\text{Entropy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$

$h_{oair}=\text{Enthalpy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{oair}=\text{Entropy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$

"BOMBA"

$Ex_e_Bomba=m_dot_ref*(h[12]-h_o-(T_o+273)*(s[12]-s_o))$
 $Ex_WB=w_B$
 $Ex_s_Bomba=m_dot_ref*(h1r-h_o-(T_o+273)*(s1r-s_o))$

$Ex_e_Bomba+Ex_Wb=Ex_s_Bomba+Ex_P_Bomba$

"TURBINA"

$Ex_e_Turbina=m_dot_ref*(h[7]-h_o-(T_o+273)*(s[7]-s_o))$
 $Ex_WT=w_T$
 $Ex_s_Turbina=m_dot_ref*(h[9]-h_o-(T_o+273)*(s[9]-s_o))$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$\text{Ex_e_Turbina}=\text{Ex_s_Turbina}+\text{Ex_WT}+\text{Ex_P_Turbina}$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned} P60 &= 1 \\ T60 &= 32 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P61 &= 1 \\ T61 &= 38 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h60 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \\ s60 &= \text{Entropy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s61 &= \text{Entropy}(\text{water}; h=h61; P=P61) \\ h61 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T61; P=P61) \end{aligned}$$

$$m_dot_agua_ref \cdot (h61 - h60) = m_dot_ref \cdot (h[10] - h[12])$$

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_Condensador} &= m_dot_ref \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o)) + m_dot_agua_ref \cdot (h60 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s60 - s_{ow})) \\ \text{Ex_s_Condensador} &= m_dot_ref \cdot (h[12] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[12] - s_o)) + m_dot_agua_ref \cdot (h61 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s61 - s_{ow})) \\ \text{Ex_e_Condensador} &= \text{Ex_s_Condensador} + \text{Ex_P_Condensador} \end{aligned}$$

"Evaporador"

"JWC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_JWC} &= m_dot_ref \cdot (h[1] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[1] - s_o)) + m_dot_ref3 \cdot (h50 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s50 - s_{ow})) \\ \text{Ex_s_JWC} &= m_dot_ref \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_dot_ref3 \cdot (h51 - h_{ow} - (T_o + 273) \cdot (s51 - s_{ow})) \\ \text{Ex_e_JWC} &= \text{Ex_s_JWC} + \text{Ex_P_JWC} \end{aligned}$$

"REC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_REC} &= m_dot_ref \cdot (h[2] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[2] - s_o)) + m_dot_ref \cdot (h[9] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[9] - s_o)) \\ \text{Ex_s_REC} &= m_dot_ref \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_dot_ref \cdot (h[10] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[10] - s_o)) \\ \text{Ex_e_REC} &= \text{Ex_s_REC} + \text{Ex_P_REC} \end{aligned}$$

"CAC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_CAC} &= m_dot_ref \cdot (h[3] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[3] - s_o)) + m_dot_ref2 \cdot (h41 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s41 - s_{oair})) \\ \text{Ex_s_CAC} &= m_dot_ref \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o)) + m_dot_ref2 \cdot (h42 - h_{oair} - (T_o + 273) \cdot (s42 - s_{oair})) \\ \text{Ex_e_CAC} &= \text{Ex_s_CAC} + \text{Ex_P_CAC} \end{aligned}$$

"BOI"

$$\begin{aligned} Q_{5_7} &= m_dot_ref \cdot (h[7] - h[5]) \\ \text{Ex}_5 &= m_dot_ref \cdot (h[5] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[5] - s_o)) \\ \text{Ex}_7 &= m_dot_ref \cdot (h[7] - h_o - (T_o + 273) \cdot (s[7] - s_o)) \\ E_{Q_57} &= (1 - ((T_o + 273) / (((T[5] + T[7]) / 2) + 273))) \cdot Q_{5_7} \\ \text{Ex}_5 + E_{Q_57} &= \text{Ex}_7 + \text{Ex_P_BOI} \end{aligned}$$

$$\text{EX_P_Evaporador} = \text{Ex_P_JWC} + \text{Ex_P_REC} + \text{Ex_P_CAC} + \text{Ex_P_BOI}$$

"Exergía perdida en el Sistema"

$$\text{EX_P_Sistema} = \text{EX_P_Evaporador} + \text{Ex_P_Condensador} + \text{Ex_P_Turbina} + \text{Ex_P_Bomba}$$

ANEXO 11.

$$P[1]=36$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=6$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

$$P31=1,2$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P32=1,2

m_dot_ref=15

m_dot_ref1=20,1

m_dot_ref2=41,3

m_dot_ref3=52,8

rend_tb=0,89

rend_bomba=0,8

h31=431,3

h32=262

h41=548,6

h42=463,9

h50=356,2

h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R600a;P=P[1];s=s[1])

T[1]=Temperature(R600a;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])

s1r=Entropy(R600a;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R600a;h=h[2];P=P[2])

s[2]=Entropy(R600a;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R600a;h=h[3];P=P[3])

s[3]=Entropy(R600a;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R600a;x=x[4];P=P[4])

s[4]=Entropy(R600a;x=x[4];P=P[4])

T[4]=TEMPERATURE(R600a;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R600a;h=h[5];P=P[5])

T[5]=Temperature(R600a;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R600a;x=x[6];P=P[6])

T[6]=Temperature(R600a;P=P[6];x=x[6])

h[6]=Enthalpy(R600a;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R600a;h=h[7];P=P[7])

T[7]=TEMPERATURE(R600a;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R600a;s=s[8];P=P[8])

T[8]=TEMPERATURE(R600a;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R600a;h=h[9];P=P[9])

T[9]=Temperature(R600a;P=P[9];h=h[9])

s[10]=Entropy(R600a;h=h[10];P=P[10])

T[10]=Temperature(R600a;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R600a;x=x[11];P=P[11])

s[11]=Entropy(R600a;x=x[11];P=P[11])

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$T[11]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[11];x=x[11])$$

$$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};x=x[12];P=P[12])$$

$$T[12]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[12];x=x[12])$$

$$s[12]=\text{Entropy}(\text{R600a};P=P[12];x=x[12])$$

$$s50=\text{Entropy}(\text{water};P=P50;h=h50)$$

$$s51=\text{Entropy}(\text{water};P=P51;h=h51)$$

$$s41=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P41;h=h41)$$

$$s42=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P42;h=h42)$$

"RESULTADOS"

$$q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)$$

$$q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)$$

$$q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)$$

$$q_e_rec=m_dot_ref*(5)$$

$$Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec$$

$$w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))$$

$$w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))$$

$$w_ciclo=w_t-w_b$$

$$\text{Rend_ciclo}=w_ciclo/Q_e_tot$$

"Estado punto muerto"

$$T_o=20$$

$$P_o=1$$

$$h_o=\text{Enthalpy}(\text{R600a};T=T_o;P=P_o)$$

$$s_o=\text{Entropy}(\text{R600a};T=T_o;P=P_o)$$

$$h_{ow}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$$

$$s_{ow}=\text{Entropy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$$

$$h_{oair}=\text{Enthalpy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$$

$$s_{oair}=\text{Entropy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$$

"BOMBA"

$$\text{Ex_e_Bomba}=m_dot_ref*(h[12]-h_o-(T_o+273)*(s[12]-s_o))$$

$$\text{Ex_WB}=w_B$$

$$\text{Ex_s_Bomba}=m_dot_ref*(h1r-h_o-(T_o+273)*(s1r-s_o))$$

$$\text{Ex_e_Bomba}+\text{Ex_Wb}=\text{Ex_s_Bomba}+\text{Ex_P_Bomba}$$

"TURBINA"

$$\text{Ex_e_Turbina}=m_dot_ref*(h[7]-h_o-(T_o+273)*(s[7]-s_o))$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$\begin{aligned} \text{Ex_WT} &= w_T \\ \text{Ex_s_Turbina} &= m_dot_ref * (h[9] - h_o - (T_o + 273) * (s[9] - s_o)) \end{aligned}$$

$$\text{Ex_e_Turbina} = \text{Ex_s_Turbina} + \text{Ex_WT} + \text{Ex_P_Turbina}$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned} P60 &= 1 \\ T60 &= 32 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P61 &= 1 \\ T61 &= 38 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h60 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \\ s60 &= \text{Entropy}(\text{water}; T=T60; P=P60) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} s61 &= \text{Entropy}(\text{water}; h=h61; P=P61) \\ h61 &= \text{Enthalpy}(\text{water}; T=T61; P=P61) \end{aligned}$$

$$m_dot_agua_ref * (h61 - h60) = m_dot_ref * (h[10] - h[12])$$

$$\text{Ex_e_Condensador} = m_dot_ref * (h[10] - h_o - (T_o + 273) * (s[10] - s_o)) + m_dot_agua_ref * (h60 - h_o - (T_o + 273) * (s60 - s_o))$$

$$\text{Ex_s_Condensador} = m_dot_ref * (h[12] - h_o - (T_o + 273) * (s[12] - s_o)) + m_dot_agua_ref * (h61 - h_o - (T_o + 273) * (s61 - s_o))$$

$$\text{Ex_e_Condensador} = \text{Ex_s_Condensador} + \text{Ex_P_Condensador}$$

"Evaporador"

"JWC"

$$\text{Ex_e_JWC} = m_dot_ref * (h[1] - h_o - (T_o + 273) * (s[1] - s_o)) + m_dot_ref3 * (h50 - h_o - (T_o + 273) * (s50 - s_o))$$

$$\text{Ex_s_JWC} = m_dot_ref * (h[2] - h_o - (T_o + 273) * (s[2] - s_o)) + m_dot_ref3 * (h51 - h_o - (T_o + 273) * (s51 - s_o))$$

$$\text{Ex_e_JWC} = \text{Ex_s_JWC} + \text{Ex_P_JWC}$$

"REC"

$$\text{Ex_e_REC} = m_dot_ref * (h[2] - h_o - (T_o + 273) * (s[2] - s_o)) + m_dot_ref * (h[9] - h_o - (T_o + 273) * (s[9] - s_o))$$

$$\text{Ex_s_REC} = m_dot_ref * (h[3] - h_o - (T_o + 273) * (s[3] - s_o)) + m_dot_ref * (h[10] - h_o - (T_o + 273) * (s[10] - s_o))$$

$$\text{Ex_e_REC} = \text{Ex_s_REC} + \text{Ex_P_REC}$$

"CAC"

$$\text{Ex_e_CAC} = m_dot_ref * (h[3] - h_o - (T_o + 273) * (s[3] - s_o)) + m_dot_ref2 * (h41 - h_o - (T_o + 273) * (s41 - s_o))$$

$$\text{Ex_s_CAC} = m_dot_ref * (h[5] - h_o - (T_o + 273) * (s[5] - s_o)) + m_dot_ref2 * (h42 - h_o - (T_o + 273) * (s42 - s_o))$$

$$\text{Ex_e_CAC} = \text{Ex_s_CAC} + \text{Ex_P_CAC}$$

"BOI"

$$Q_5_7 = m_dot_ref * (h[7] - h[5])$$

$$\text{Ex_5} = m_dot_ref * (h[5] - h_o - (T_o + 273) * (s[5] - s_o))$$

$$\text{Ex_7} = m_dot_ref * (h[7] - h_o - (T_o + 273) * (s[7] - s_o))$$

$$E_Q_57 = (1 - ((T_o + 273) / (((T[5] + T[7]) / 2) + 273))) * Q_5_7$$

$$\text{Ex_5} + E_Q_57 = \text{Ex_7} + \text{Ex_P_BOI}$$

$$\text{EX_P_Evaporador} = \text{Ex_P_JWC} + \text{Ex_P_REC} + \text{Ex_P_CAC} + \text{Ex_P_BOI}$$

"Exergía perdida en el Sistema"

$$\text{EX_P_Sistema} = \text{EX_P_Evaporador} + \text{Ex_P_Condensador} + \text{Ex_P_Turbina} + \text{Ex_P_Bomba}$$

ANEXO 12.

$$P[1]=36$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref^5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=3$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

$$P41=2,9$$
$$P42=2,9$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$P31=1,2$$

$$P32=1,2$$

$$m_dot_ref=15$$

$$m_dot_ref1=20,1$$

$$m_dot_ref2=41,3$$

$$m_dot_ref3=52,8$$

$$rend_tb=0,89$$

$$rend_bomba=0,8$$

$$h31=431,3$$

$$h32=262$$

$$h41=548,6$$

$$h42=463,9$$

$$h50=356,2$$

$$h51=349,5$$

"ECUACIONES"

$$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};P=P[1];s=s[1])$$

$$T[1]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[1];s=s[1])$$

$$(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])$$

$$s1r=\text{Entropy}(\text{R600a};h=h1r;P=P[1])$$

$$T[2]=\text{Temperature}(\text{R600a};h=h[2];P=P[2])$$

$$s[2]=\text{Entropy}(\text{R600a};T=T[2];P=P[2])$$

$$T[3]=\text{Temperature}(\text{R600a};h=h[3];P=P[3])$$

$$s[3]=\text{Entropy}(\text{R600a};T=T[3];P=P[3])$$

$$h[4]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};x=x[4];P=P[4])$$

$$s[4]=\text{Entropy}(\text{R600a};x=x[4];P=P[4])$$

$$T[4]=\text{TEMPERATURE}(\text{R600a};x=x[4];P=P[4])$$

$$s[5]=\text{Entropy}(\text{R600a};h=h[5];P=P[5])$$

$$T[5]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[5];h=h[5])$$

$$s[6]=\text{Entropy}(\text{R600a};x=x[6];P=P[6])$$

$$T[6]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[6];x=x[6])$$

$$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};x=x[6];P=P[6])$$

$$s[7]=\text{Entropy}(\text{R600a};h=h[7];P=P[7])$$

$$T[7]=\text{TEMPERATURE}(\text{R600a};h=h[7];P=P[7])$$

$$h[8]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};s=s[8];P=P[8])$$

$$T[8]=\text{TEMPERATURE}(\text{R600a};s=s[8];P=P[8])$$

$$s[9]=\text{Entropy}(\text{R600a};h=h[9];P=P[9])$$

$$T[9]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[9];h=h[9])$$

$$s[10]=\text{Entropy}(\text{R600a};h=h[10];P=P[10])$$

$$T[10]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[10];h=h[10])$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$h[11]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};x=x[11];P=P[11])$
 $s[11]=\text{Entropy}(\text{R600a};x=x[11];P=P[11])$
 $T[11]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[11];x=x[11])$

$h[12]=\text{Enthalpy}(\text{R600a};x=x[12];P=P[12])$
 $T[12]=\text{Temperature}(\text{R600a};P=P[12];x=x[12])$
 $s[12]=\text{Entropy}(\text{R600a};P=P[12];x=x[12])$

$s50=\text{Entropy}(\text{water};P=P50;h=h50)$
 $s51=\text{Entropy}(\text{water};P=P51;h=h51)$

$s41=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P41;h=h41)$
 $s42=\text{Entropy}(\text{air_ha};P=P42;h=h42)$

"RESULTADOS"

$q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)$
 $q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)$
 $q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)$
 $q_e_rec=m_dot_ref*(5)$
 $Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec$

$w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))$
 $w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))$

$w_ciclo=w_t-w_b$

$\text{Rend_ciclo}=w_ciclo/Q_e_tot$

"Estado punto muerto"

$T_o=20$
 $P_o=1$

$h_o=\text{Enthalpy}(\text{R600a};T=T_o;P=P_o)$
 $s_o=\text{Entropy}(\text{R600a};T=T_o;P=P_o)$

$h_{ow}=\text{Enthalpy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{ow}=\text{Entropy}(\text{water};T=T_o;P=P_o)$

$h_{oair}=\text{Enthalpy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$
 $s_{oair}=\text{Entropy}(\text{air_ha};T=T_o;P=P_o)$

"BOMBA"

$\text{Ex_e_Bomba}=m_dot_ref*(h[12]-h_o-(T_o+273)*(s[12]-s_o))$
 $\text{Ex_WB}=w_B$
 $\text{Ex_s_Bomba}=m_dot_ref*(h1r-h_o-(T_o+273)*(s1r-s_o))$

$\text{Ex_e_Bomba}+\text{Ex_Wb}=\text{Ex_s_Bomba}+\text{Ex_P_Bomba}$

"TURBINA"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$Ex_e_Turbina=m_dot_ref*(h[7]-ho-(To+273))*(s[7]-so)$$

$$Ex_WT=w_T$$

$$Ex_s_Turbina=m_dot_ref*(h[9]-ho-(To+273))*(s[9]-so)$$

$$Ex_e_Turbina=Ex_s_Turbina+Ex_WT+Ex_P_Turbina$$

"CONDENSADOR"

$$P60=1$$

$$T60=32$$

$$P61=1$$

$$T61=38$$

$$h60=Enthalpy(water;T=T60;P=P60)$$

$$s60=Entropy(water;T=T60;P=P60)$$

$$s61=Entropy(water;h=h61;P=P61)$$

$$h61=Enthalpy(water;T=T61;P=P61)$$

$$m_dot_agua_ref.*(h61-h60)=m_dot_ref*(h[10]-h[12])$$

$$Ex_e_Condensador=m_dot_ref*(h[10]-ho-(To+273))*(s[10]-so)+m_dot_agua_ref.*(h60-ho-(To+273))*(s60-sow)$$

$$Ex_s_Condensador=m_dot_ref*(h[12]-ho-(To+273))*(s[12]-so)+m_dot_agua_ref.*(h61-ho-(To+273))*(s61-sow)$$

$$Ex_e_Condensador=Ex_s_Condensador+Ex_P_Condensador$$

"Evaporador"

"JWC"

$$Ex_e_JWC=m_dot_ref*(h[1]-ho-(To+273))*(s[1]-so)+m_dot_ref3*(h50-ho-(To+273))*(s50-sow)$$

$$Ex_s_JWC=m_dot_ref*(h[2]-ho-(To+273))*(s[2]-so)+m_dot_ref3*(h51-ho-(To+273))*(s51-sow)$$

$$Ex_e_JWC=Ex_s_JWC+Ex_P_JWC$$

"REC"

$$Ex_e_REC=m_dot_ref*(h[2]-ho-(To+273))*(s[2]-so)+m_dot_ref*(h[9]-ho-(To+273))*(s[9]-so)$$

$$Ex_s_REC=m_dot_ref*(h[3]-ho-(To+273))*(s[3]-so)+m_dot_ref*(h[10]-ho-(To+273))*(s[10]-so)$$

$$Ex_e_REC=Ex_s_REC+Ex_P_REC$$

"CAC"

$$Ex_e_CAC=m_dot_ref*(h[3]-ho-(To+273))*(s[3]-so)+m_dot_ref2*(h41-hoair-(To+273))*(s41-soair)$$

$$Ex_s_CAC=m_dot_ref*(h[5]-ho-(To+273))*(s[5]-so)+m_dot_ref2*(h42-hoair-(To+273))*(s42-soair)$$

$$Ex_e_CAC=Ex_s_CAC+Ex_P_CAC$$

"BOI"

$$Q_5_7=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$Ex_5=m_dot_ref*(h[5]-ho-(To+273))*(s[5]-so)$$

$$Ex_7=m_dot_ref*(h[7]-ho-(To+273))*(s[7]-so)$$

$$E_Q_57=(1-((To+273)/(((T[5]+T[7])/2)+273)))*Q_5_7$$

$$Ex_5+E_Q_57=Ex_7+Ex_P_BOI$$

$$EX_P_Evaporador=Ex_P_JWC+Ex_P_REC+Ex_P_CAC+Ex_P_BOI$$

"Exergía perdida en el Sistema"

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

$$EX_P_Sistema=EX_P_Evaporador+Ex_P_Condensador+Ex_P_Turbina+Ex_P_Bomba$$

ANEXO 13.

$$P[1]=37$$
$$s[1]=s[12]$$

$$P[2]=P[1]$$
$$m_dot_ref3*(h50-h51)=m_dot_ref*(h[2]-h[1])$$

$$P[3]=P[1]$$
$$m_dot_ref*5=m_dot_ref*(h[3]-h[2])$$

$$P[4]=P[1]$$
$$X[4]=0$$

$$P[5]=P[1]$$
$$m_dot_ref2*(h41-h42)=m_dot_ref*(h[5]-h[3])$$

$$P[6]=P[1]$$
$$X[6]=1$$

$$P[7]=P[1]$$
$$m_dot_ref1*(h31-h32)=m_dot_ref*(h[7]-h[5])$$

$$P[8]=4$$
$$s[8]=s[7]$$

$$P[9]=P[8]$$
$$h[9]=h[7]-rend_tb*(h[7]-h[8])$$

$$P[10]=P[8]$$
$$h[10]=h[9]-5$$

$$P[11]=P[8]$$
$$X[11]=1$$

$$P[12]=P[8]$$
$$x[12]=0$$

$$P50=3$$
$$P51=3$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

P41=2,9
P42=2,9

P31=1,2
P32=1,2

m_dot_ref=10
m_dot_ref1=20,1
m_dot_ref2=41,3
m_dot_ref3=52,8

rend_tb=0,89
rend_bomba=0,8

h31=431,3
h32=262
h41=548,6
h42=463,9
h50=356,2
h51=349,5

"ECUACIONES"

h[1]=Enthalpy(R600;P=P[1];s=s[1])
T[1]=Temperature(R600;P=P[1];s=s[1])

(h1r-h[12])*rend_bomba=(h[1]-h[12])
s1r=Entropy(R600;h=h1r;P=P[1])

T[2]=Temperature(R600;h=h[2];P=P[2])
s[2]=Entropy(R600;T=T[2];P=P[2])

T[3]=Temperature(R600;h=h[3];P=P[3])
s[3]=Entropy(R600;T=T[3];P=P[3])

h[4]=Enthalpy(R600;x=x[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R600;x=x[4];P=P[4])
T[4]=TEMPERATURE(R600;x=x[4];P=P[4])

s[5]=Entropy(R600;h=h[5];P=P[5])
T[5]=Temperature(R600;P=P[5];h=h[5])

s[6]=Entropy(R600;x=x[6];P=P[6])
T[6]=Temperature(R600;P=P[6];x=x[6])
h[6]=Enthalpy(R600;x=x[6];P=P[6])

s[7]=Entropy(R600;h=h[7];P=P[7])
T[7]=TEMPERATURE(R600;h=h[7];P=P[7])

h[8]=Enthalpy(R600;s=s[8];P=P[8])
T[8]=TEMPERATURE(R600;s=s[8];P=P[8])

s[9]=Entropy(R600;h=h[9];P=P[9])
T[9]=Temperature(R600;P=P[9];h=h[9])

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

s[10]=Entropy(R600;h=h[10];P=P[10])
T[10]=Temperature(R600;P=P[10];h=h[10])

h[11]=Enthalpy(R600;x=x[11];P=P[11])
s[11]=Entropy(R600;x=x[11];P=P[11])
T[11]=Temperature(R600;P=P[11];x=x[11])

h[12]=Enthalpy(R600;x=x[12];P=P[12])
T[12]=Temperature(R600;P=P[12];x=x[12])
s[12]=Entropy(R600;P=P[12];x=x[12])

s50=Entropy(water;P=P50;h=h50)
s51=Entropy(water;P=P51;h=h51)

s41=Entropy(air_ha;P=P41;h=h41)
s42=Entropy(air_ha;P=P42;h=h42)

"RESULTADOS"

q_e_boi=m_dot_ref1*(h31-h32)
q_e_cac=m_dot_ref2*(h41-h42)
q_e_jwc=m_dot_ref3*(h50-h51)
q_e_rec=m_dot_ref*(5)
Q_e_tot=q_e_boi+q_e_cac+q_e_jwc+q_e_rec

w_T=(m_dot_ref*(h[7]-h[9]))
w_B=(m_dot_ref*(h1r-h[12]))

w_ciclo=w_t-w_b

Rend_ciclo=w_ciclo/Q_e_tot

"Estado punto muerto"

To=20
Po=1

ho=Enthalpy(R600;T=To;P=Po)
so=Entropy(R600;T=To;P=Po)

how=Enthalpy(water;T=To;P=Po)
sow=Entropy(water;T=To;P=Po)

hoair=Enthalpy(air_ha;T=To;P=Po)
soair=Entropy(air_ha;T=To;P=Po)

"BOMBA"

Ex_e_Bomba=m_dot_ref*(h[12]-ho-(To+273)*(s[12]-so))
Ex_WB=w_B
Ex_s_Bomba=m_dot_ref*(h1r-ho-(To+273)*(s1r-so))

Ex_e_Bomba+Ex_Wb=Ex_s_Bomba+Ex_P_Bomba

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"TURBINA"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_Turbina} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[7] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[7] - \text{so}) \\ \text{Ex_WT} &= \text{w_T} \\ \text{Ex_s_Turbina} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[9] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[9] - \text{so}) \\ \text{Ex_e_Turbina} &= \text{Ex_s_Turbina} + \text{Ex_WT} + \text{Ex_P_Turbina} \end{aligned}$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned} \text{P60} &= 1 \\ \text{T60} &= 32 \\ \text{P61} &= 1 \\ \text{T61} &= 38 \\ \text{h60} &= \text{Enthalpy}(\text{water}; \text{T} = \text{T60}; \text{P} = \text{P60}) \\ \text{s60} &= \text{Entropy}(\text{water}; \text{T} = \text{T60}; \text{P} = \text{P60}) \\ \text{s61} &= \text{Entropy}(\text{water}; \text{h} = \text{h61}; \text{P} = \text{P61}) \\ \text{h61} &= \text{Enthalpy}(\text{water}; \text{T} = \text{T61}; \text{P} = \text{P61}) \\ \text{m_dot_agua_ref} * (\text{h61} - \text{h60}) &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[10] - \text{h}[12]) \\ \text{Ex_e_Condensador} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[10] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[10] - \text{so}) + \text{m_dot_agua_ref} * (\text{h60} - \text{how} - (\text{To} + 273)) * (\text{s60} - \text{sow}) \\ \text{Ex_s_Condensador} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[12] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[12] - \text{so}) + \text{m_dot_agua_ref} * (\text{h61} - \text{how} - (\text{To} + 273)) * (\text{s61} - \text{sow}) \\ \text{Ex_e_Condensador} &= \text{Ex_s_Condensador} + \text{Ex_P_Condensador} \end{aligned}$$

"Evaporador"

"JWC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_JWC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[1] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[1] - \text{so}) + \text{m_dot_ref3} * (\text{h50} - \text{how} - (\text{To} + 273)) * (\text{s50} - \text{sow}) \\ \text{Ex_s_JWC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[2] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[2] - \text{so}) + \text{m_dot_ref3} * (\text{h51} - \text{how} - (\text{To} + 273)) * (\text{s51} - \text{sow}) \\ \text{Ex_e_JWC} &= \text{Ex_s_JWC} + \text{Ex_P_JWC} \end{aligned}$$

"REC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_REC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[2] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[2] - \text{so}) + \text{m_dot_ref} * (\text{h}[9] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[9] - \text{so}) \\ \text{Ex_s_REC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[3] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[3] - \text{so}) + \text{m_dot_ref} * (\text{h}[10] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[10] - \text{so}) \\ \text{Ex_e_REC} &= \text{Ex_s_REC} + \text{Ex_P_REC} \end{aligned}$$

"CAC"

$$\begin{aligned} \text{Ex_e_CAC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[3] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[3] - \text{so}) + \text{m_dot_ref2} * (\text{h41} - \text{hoair} - (\text{To} + 273)) * (\text{s41} - \text{soair}) \\ \text{Ex_s_CAC} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[5] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[5] - \text{so}) + \text{m_dot_ref2} * (\text{h42} - \text{hoair} - (\text{To} + 273)) * (\text{s42} - \text{soair}) \\ \text{Ex_e_CAC} &= \text{Ex_s_CAC} + \text{Ex_P_CAC} \end{aligned}$$

"BOI"

$$\begin{aligned} \text{Q_5_7} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[7] - \text{h}[5]) \\ \text{Ex_5} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[5] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[5] - \text{so}) \\ \text{Ex_7} &= \text{m_dot_ref} * (\text{h}[7] - \text{ho} - (\text{To} + 273)) * (\text{s}[7] - \text{so}) \\ \text{E_Q_57} &= (1 - ((\text{To} + 273) / (((\text{T}[5] + \text{T}[7]) / 2) + 273))) * \text{Q_5_7} \\ \text{Ex_5} + \text{E_Q_57} &= \text{Ex_7} + \text{Ex_P_BOI} \end{aligned}$$

$$\text{EX_P_Evaporador} = \text{Ex_P_JWC} + \text{Ex_P_REC} + \text{Ex_P_CAC} + \text{Ex_P_BOI}$$

Diseño de un sistema de recuperación de calor para producción de potencia a través de ciclos ORC instalados en barcos

"Exergía perdida en el Sistema"

$$EX_P_Sistema=EX_P_Evaporador+Ex_P_Condensador+Ex_P_Turbina+Ex_P_Bomba$$

REFERENCIAS

- [1] Apuntes de la Asignatura Proyectos, Dimensionamiento del buque.
- [2] Ulrik Larsen*, Oskar Sigthorsson, Fredrik Haglind. *A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships*. Section of Thermal Energy, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, Building 403, Nils Koppels Alle, 2800 Kongens Lyngby, Denmark
- [3] Apuntes de la Asignatura Proyectos, Disposición General.
- [4] V. Dolz, R. Novella*, A. García, J. Sánchez. *HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy*. Valencia, Spain 2012.
- [5] Guopeng Yu, Gequn Shu*, Hua Tian, Haiqiao Wei, Lina Liu. *Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle(ORC) of diesel engine (DE)*. Weijin Road, Nankai Region. Republic of China, 2012.
- [6] <https://grebus.wordpress.com/2015/09/17/el-ciclo-de-rankine-organico-y-sus-aplicaciones-en-la-recuperacion-de-calor/>.
- [7] Carlos J Renedo. *Tecnología Frigorífica (II)*. Univesidad de Cantabria.
- [8] Papadopoulos. A, Stijepovic. M, Linke. P. *On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles*. Applied Thermal Engineering. 2010.
- [9] Gequn Shu, Lina Liu, Hua Tian, Haiqiao Wei, Guopeng Yu. *Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery*. 2013. State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, China.
- [10] <https://www.venacor.org/temas/nh3-amoniaco-ventajas-y-desventajas>

