

Curso 2006/07
CIENCIAS Y TECNOLOGÍAS/6
I.S.B.N.: 978-84-7756-740-0

AGUSTÍN M. DELGADO TORRES

**Diseño preliminar
de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica**

Directora
LOURDES GARCÍA RODRÍGUEZ



SOPORTES AUDIOVISUALES E INFORMÁTICOS
Serie Tesis Doctorales

*A la Pitu y a la Tara
A Patricia
A mi hermana Genoveva y,
muy especialmente,
a mi padre y a mi madre, Manolín y Ascensión*

Agradecimientos

En primer lugar, quiero expresar un agradecimiento muy especial a la directora de esta tesis, la profesora Dña. Lourdes García Rodríguez, por acogerme en su grupo y darme la confianza y autonomía necesaria para la realización de este trabajo. También debo agradecerle sus innumerables *sofocos* y, en no pocos momentos, los sacrificios personales que ha realizado en aras de que este trabajo gozara de la exigida coherencia y seriedad.

En segundo lugar, y también de forma especial, quiero agradecerle al profesor D. Vicente Romero Ternero su implicación en la realización de esta tesis aportando sus amplios conocimientos de desalación por ósmosis inversa. También quiero agradecerle su apoyo en momentos delicados y sus sabios consejos, siempre cargados de la adecuada prudencia. Además, he podido compartir con él jugosos *diálogos baloncestísticos*.

Al profesor D. Carlos Gómez Camacho quiero agradecerle su acogida en la Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla en el último trimestre del año 2003. En el futuro espero poder colaborar de manera más estrecha con él y seguir aprendiendo de su enorme experiencia.

Finalmente quiero agradecer a todos los compañeros y/o amigos de la Facultad de Física que me han mostrado su apoyo e interés por mi trabajo. Mención especial merecen F. Javier del Castillo Vargas y los componentes del otrora Grupo de Espectroscopía Óptica, especialmente los profesores D. Inocencio Martín Benenzuela y D. Ulises Rodríguez Mendoza.

Y en general, quiero expresar mi agradecimiento a todas las personas que en algún momento y de una manera u otra me han expresado su apoyo en la realización de esta tesis.

Índice de materias

	Pág.
Presentación	1
Capítulo 1: Revisión de los sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica para generación de energía mecánica.....	7
0 Presentación	17
1 Métodos termodinámicos de bombeo mediante energía solar térmica.....	19
2 Sistemas de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica.....	45
3 Conclusiones.....	48
4 Referencias.....	49
Capítulo 2: Selección del fluido de trabajo del ciclo Rankine solar con captador cilindro-parabólico.....	55
0 Presentación	71
1 El motor térmico solar basado en el ciclo Rankine simple.....	72
2 Motor térmico con captador solar de media temperatura.....	90
3 Conclusiones.....	134
4 Referencias.....	135
5 Bibliografía.....	138
Anexo A: Ecuaciones de estado multiparamétricas y correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica de los fluidos considerados....	139

Capítulo 3: Caracterización del ciclo Rankine orgánico solar de media temperatura con tolueno y siloxanos como fluidos de trabajo.....145

0	Presentación.....	161
1	Experiencias de uso del tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine solar.....	163
2	Utilización de siloxanos como fluidos de trabajo del ciclo Rankine orgánico.....	167
3	Ciclo Rankine regenerativo con sobrecalentamiento y fluidos secos...	171
4	Ciclo Rankine orgánico solar con generación directa de vapor.....	174
5	Ciclo Rankine orgánico solar con fluido de transferencia de calor.....	205
6	Comparación entre las distintas configuraciones.....	236
7	Conclusiones.....	242
8	Referencias.....	245
	Anexo A.....	247

Capítulo 4: Análisis del ciclo Rankine con tecnologías solares de baja temperatura y diferentes fluidos de trabajo.....251

0	Presentación.....	263
1	Motor térmico con captador solar de baja temperatura.....	265
2	Mejora de la operación y el rendimiento mediante sobrecalentamiento del vapor y recuperación de calor.....	286
3	Tecnología HTF con pentano como fluido de trabajo en el ciclo Rankine y agua como fluido portador.....	289
4	Resumen de resultados.....	292
5	Conclusiones.....	293
6	Referencias.....	294
	Anexo A: Ecuaciones de estado multiparamétricas de los fluidos considerados.....	296

Capítulo 5: Dimensionado del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica.....301

0	Presentación.....	313
1	Unidad de ósmosis inversa de agua de mar.....	314
2	Acoplamiento entre el núcleo de la unidad de ósmosis inversa y el ciclo de potencia solar.....	321
3	Dimensionado del sistema de desalación alimentado con energía solar térmica.....	336
4	Conclusiones.....	346
5	Referencias.....	347
	Anexo A: El intercambiador de presión y su uso en desalación mediante ósmosis inversa.....	349

Capítulo 6: Configuración para operación aislada de la red y evaluación del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica.....369

0	Presentación.....	381
1	Aprovechamiento de la potencia térmica cedida por el ciclo solar mediante un ciclo Rankine orgánico de baja temperatura.....	382
2	Evaluación económica.....	388
3	Evaluación termodinámica comparativa con sistemas de destilación solar.....	395
4	Evaluación ambiental.....	396
5	Conclusiones.....	397
6	Referencias.....	398

Conclusiones y recomendaciones.....403

PRESENTACIÓN

El progresivo aumento del consumo de energía y la subida imparable del precio de los combustibles fósiles – fundamentalmente el petróleo – es uno de los principales problemas de la sociedad actual. Esto es así debido a la enorme importancia estratégica del sector energético y a las implicaciones económicas de alcance global que tiene una tendencia como la anterior pero también por las implicaciones ambientales derivadas del elevado y creciente consumo energético actual. Éstas últimas se encuentran directamente relacionadas con el uso intensivo e ineficiente de las fuentes de energía convencionales. Como dato ilustrativo, en el año 2004 más del 80% del suministro energético mundial tenía su origen en el carbón, petróleo y gas natural lo que daba lugar a la emisión del 99.7% del dióxido de carbono generado también mundialmente [IEA, 2006]. En este marco, la utilización de los recursos energéticos renovables es la única alternativa con posibilidades de perpetuarse en el tiempo por su disposición ilimitada. Frente a las fuentes convencionales, los dos grandes problemas de tipo técnico que presenta la utilización de los recursos renovables son su naturaleza difusa y su variabilidad temporal. Sin embargo, en absoluto estos problemas son irresolubles visto el grado de desarrollo tecnológico alcanzable por los países del primer mundo, siendo razonable pensar que aún exista un margen de mejora de los sistemas de captación y almacenamiento. Además, la naturaleza difusa de estos recursos los convierte, también de forma natural, en opciones prometedoras respecto a los futuros sistemas energéticos de generación distribuida.

Por otro lado, existen numerosas zonas del planeta en las que la escasez de agua potable y de regadío es una realidad, siendo la desalación de agua de mar y salobre una opción en continua expansión. Un claro ejemplo de la situación anterior se encuentra en Canarias donde, según datos de la Fundación Centro Canario del Agua correspondientes al año 2006, se producen 588000 metros cúbicos diarios de agua desalada en un total de

328 plantas desaladoras operando casi el 90% de ellas mediante la tecnología de ósmosis inversa. De las 328 plantas anteriores, 279 se encuentran en la provincia oriental en la que islas como Lanzarote cubren casi el 100% de su consumo hídrico mediante desalación.

Si se asume que la capacidad mundial instalada se encuentra en 37.75 millones de metros cúbicos diarios [Raluy, 2006] y que el volumen de los océanos se encuentra en torno a los 1350 millones de kilómetros cúbicos [Valero *et al.*, 2001], es fácil deducir que la cantidad de recurso hídrico tomado de los océanos para desalación es insignificante en comparación con el recurso disponible. Sin embargo, el proceso de desalación consume una importante cantidad de energía, siendo la tecnología de desalación por ósmosis inversa la que proporciona un menor consumo energético por unidad de agua desalada.

En el contexto anterior, la desalación de agua alimentada mediante energías renovables es una combinación atractiva en muchas regiones pues puede ayudar a reducir la dependencia de los combustibles convencionales. En ese sentido, la utilización de la tecnología solar fotovoltaica y/o la tecnología eólica en combinación con el proceso de desalación por ósmosis inversa es una opción que goza de una cierta madurez. Sin embargo, la utilización de tecnologías solares térmicas con el proceso de ósmosis inversa apenas ha sido analizada y mucho menos, implementada.

En la presente memoria se realiza el análisis de la combinación anterior mediante el diseño preliminar de un sistema en el que el consumo energético principal del proceso de ósmosis inversa es proporcionado por un sistema solar térmico. En este sentido, en el capítulo primero, se realiza una revisión bibliográfica de los sistemas implementados o propuestos, constatándose tan solo la existencia de dos implementaciones de un mismo diseño. Lo anterior motiva que la revisión bibliográfica se extienda a sistemas de generación de energía mecánica para bombeo de agua alimentados con energía solar térmica.

En los capítulos segundo y tercero se aborda una selección de fluidos de operación para ciclos Rankine solares que utilizan captadores solares de media temperatura (cilindro-parabólicos). En el capítulo segundo se realiza un análisis preliminar de muchos de los fluidos propuestos en la literatura que lleva a preseleccionar algunos de los mismos. Para ello se realiza un análisis preliminar comparativo del ciclo solar introduciendo las simplificaciones que se consideran oportunas. Finalmente, en el capítulo tercero, con un análisis más preciso, se buscan las mejores condiciones de operación del ciclo solar utilizando los fluidos preseleccionados en el capítulo anterior junto a otros que se consideran de especial interés.

En el capítulo cuarto se lleva a cabo la evaluación de la operación del ciclo solar con captadores solares de baja temperatura (planos, parabólicos compuestos y de tubo de vacío), estimándose los valores del rendimiento alcanzables con diferentes fluidos de trabajo.

En el capítulo quinto se introduce el acoplamiento del ciclo solar con la unidad de desalación por ósmosis inversa. Para ello se supone que toda la potencia mecánica generada por el ciclo se emplea en satisfacer el consumo de la bomba de alta presión del núcleo de ósmosis inversa. También se analiza el efecto del precalentamiento de la alimentación a cargo de la energía térmica cedida por el ciclo de potencia solar. Finalmente, se proporciona el dimensionado del sistema con diferentes configuraciones y fluidos de trabajo del ciclo de potencia solar y diferentes modelos de captadores cilindro-parabólicos.

Por último, en el sexto capítulo se analiza una configuración del sistema mediante la utilización de un ciclo Rankine orgánico en cascada doble (ciclo Rankine orgánico binario). También se realiza una breve evaluación económica con el objeto de estimar el coste del agua desalada obtenida mediante el sistema prediseñado, la comparación del sistema propuesto con los sistemas de destilación solar y una justificación adicional de la conveniencia desde un punto de vista ambiental de la combinación energía renovable/tecnología de desalación propuesta a partir de los resultados del Análisis de Ciclo de Vida de la ósmosis inversa.

Referencias

- IEA. INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Key World Energy Statistics. 2006. Disponible en <www.iea.org>. [Última consulta: septiembre de 2006].
- RALUY, G.; L. SERRA; J. UCHE. Life cycle assessment of MSF, MED and RO desalination technologies. *Energy*. 2006, vol. 31, p. 2025-2036.
- VALERO, A.; J. UCHE; L. SERRA. “La desalación como alternativa al PHN”. Centro de Investigación de Recursos y Consumos Energéticos (CIRCE), 2001.

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 1

Revisión de los sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica
para generación de energía mecánica

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Revisión de los sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica para generación de energía mecánica

Resumen

Las experiencias y propuestas de diseño de sistemas de desalación por ósmosis inversa alimentados con energía solar térmica son muy escasas, lo que motiva que en este capítulo también se lleve a cabo la revisión general de sistemas de aprovechamiento de energía mecánica producida mediante energía solar térmica. Dentro de los anteriores se engloban los sistemas de bombeo de agua alimentados con captadores solares térmicos los cuales pueden operar según *métodos de conversión directa* o mediante *métodos termodinámicos*. Entre los primeros se encuentran los sistemas fotovoltaicos. Por su parte, dentro de los métodos termodinámicos es posible distinguir entre métodos convencionales (MTC) y no convencionales (MTNC) dependiendo de si el dispositivo que realiza el bombeo es de tipo convencional como una bomba centrífuga o de desplazamiento positivo o de si es un dispositivo especialmente diseñado para tal aplicación. La mayoría de los sistemas del tipo MTC basan su funcionamiento en el ciclo Rankine operado generalmente con agua o con un fluido orgánico como el R11, R113 y R114. Actualmente, el desarrollo de los sistemas MTC tiene especial interés en países en vías de desarrollo. En cuanto a los sistemas de bombeo basados en un esquema de MTNC la gran mayoría de ellos se pueden agrupar según su principio de funcionamiento en sistemas de ciclo de vapor, sistemas de pistón líquido y sistemas basados en hidruros metálicos. En todos ellos el calentamiento en el captador solar térmico del fluido de trabajo o del hidruro metálico da lugar al proceso de bombeo de agua mientras que el enfriamiento da lugar a la succión desde un nivel inferior. Generalmente, la refrigeración del ciclo se suele llevar a cabo con el agua que ya ha sido bombeada. La principal ventaja de los sistemas basados en MTNC es su alta simplicidad lo que puede compensar su bajo rendimiento. En cuanto a la aplicación de los motores térmicos solares (MTS) a la desalación mediante ósmosis inversa, sólo se puede hacer referencia a la implementación de dos sistemas a principios de los años ochenta. Los MTS acoplados a las unidades de ósmosis inversa en ambos casos responden a un esquema de MTC. Al margen de estas dos experiencias, los diseños preliminares existentes también son muy escasos.

Índice de materias

RESUMEN	9
ÍNDICE DE MATERIAS	11
ÍNDICE DE FIGURAS	13
ÍNDICE DE TABLAS	13
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	15
GLOSARIO DE SIGLAS	15
0 PRESENTACIÓN	17
1 MÉTODOS TERMODINÁMICOS DE BOMBEO MEDIANTE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA .	19
1.1 MÉTODOS TERMODINÁMICOS CONVENCIONALES	20
1.2 MÉTODOS TERMODINÁMICOS NO CONVENCIONALES (MTNC)	28
1.2.1 <i>Sistemas basados en ciclo de vapor</i>	28
1.2.2 <i>Sistemas de pistón líquido</i>	36
1.2.3 <i>Sistemas basados en hidruros metálicos</i>	40
2 SISTEMAS DE DESALACIÓN POR ÓSMOSIS INVERSA MEDIANTE ENERGÍA SOLAR	
TÉRMICA	45
3 CONCLUSIONES	48
4 REFERENCIAS	49

Índice de figuras

Figura 1-1. Esquema del bombeo de agua mediante métodos termodinámicos con energía solar térmica.....	19
Figura 1-2. Bomba Savery [Jeness, 1961, p. 59].	29
Figura 1-3. Termobomba de Maccracken. [Wong y Sumathy, 1999, p. 203] y [Mankbadi y Ayad, 1988, p. 177].	30
Figura 1-4. Sistema de Picken <i>et al.</i> (1997, p. 219).	30
Figura 1-5. Bomba solar de Rao y Rao (1976) refrigerada por aire.....	31
Figura 1-6. Motor térmico solar con fuelle [Wong y Sumathy, 1999, p. 205].	32
Figura 1-7. Bomba solar de Al-Haddad <i>et al.</i> (1996, p. 323).	33
Figura 1-8. Sistema de Sudhakar <i>et al.</i> (1980, p. 72).	34
Figura 1-9. Sistema de Wong y Sumathy (2001a).	35
Figura 1-10. Dispositivo propuesto por Klüppel y Gurgel (1998, p. 262).....	36
Figura 1-11. Sistema de bombeo de Klerk y Rallis (2002, p. 40-41) en el que se destaca el diseño de la bomba.....	37
Figura 1-12. Segundo prototipo de laboratorio de Orda y Mahkamov (2004, p. 771).	39
Figura 1-13. Tercer prototipo de Orda y Mahkamov (2004, p. 772).	39
Figura 1-14. Sistema de Northrup y Heckes (1980).	41
Figura 1-15. Diseño de Solovey y Frolov (2001, p. 708).	42
Figura 1-16. Sistema de Debashis y Gopal (2004).	43

Índice de tablas

Tabla 1-1. Motores térmicos solares para bombeo de agua mediante el esquema de métodos termodinámicos convencionales desarrollados antes de la I Guerra Mundial.....	22
Tabla 1-2. Motores térmicos solares para bombeo de agua mediante el esquema métodos termodinámicos convencionales desarrollados antes de la I Guerra Mundial.....	23
Tabla 1-3. Algunos motores térmicos solares para bombeo de agua mediante métodos termodinámicos convencionales desarrollados entre 1954 y 1977.....	26
Tabla 1-4. Algunos motores térmicos solares para bombeo de agua mediante métodos termodinámicos convencionales desarrollados entre 1977 y 2001.....	27
Tabla 2-1. Producción estimada por unidad de área de captación con cada una de las cuatro combinaciones entre la tecnología VARI-RO y tecnologías solares propuestas por Childs <i>et al.</i> (1999, p. 164) y Childs y Dabiri (2000).....	48

Glosario de símbolos

T_{de}	temperatura de adsorción - desorción
p_{de}	presión de adsorción - desorción
R11	denominación simbólica numérica del Triclorofluormetano
R113	denominación simbólica numérica del 1,1,2 – Triclorotrifluoretano
R114	denominación simbólica numérica del 1,2 – Diclorotetrafluoretano

Glosario de siglas

CCP	Captador Cilindro-Parabólico
DDE	Direct Drive Engine
EMD	Electric Motor Drive
MTC	Método Termodinámico Convencional
MTNC	Método Termodinámico No Convencional
OI	Ósmosis Inversa
STD	Sólidos Totales Disueltos

Capítulo 1. Revisión de los sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica para generación de energía mecánica

0 Presentación

Las experiencias de combinación de tecnologías solares térmicas con la tecnología de desalación por ósmosis inversa de agua de mar o salobre son muy escasas, pudiéndose citar únicamente dos implementaciones de un solo diseño y un reducido número de análisis teóricos y propuestas de diseño. Debido a esta escasez de experiencias se considera necesario realizar la revisión de sistemas con una cierta similitud a los anteriores como lo son los sistemas de bombeo alimentados con energía solar térmica. Ello explica la generalidad del capítulo.

La utilización de la energía solar para alimentar sistemas de bombeo de agua es una técnica en estudio desde el siglo XIX. El proceso en sí consiste en la transformación de energía solar en energía mecánica que luego se emplea en impulsar agua hasta una determinada altura. A este tipo de sistemas que convierten energía solar térmica en energía mecánica se les suele denominar en la literatura anglosajona “*solar heat engines*”, por lo que nos referiremos a ellos en adelante como motores térmicos solares (MTS). En el trabajo de revisión de Pytlinski (1978, p. 255) se considera una descripción hecha por el ingeniero francés Solomon de Caux en 1615 como el primer registro de una experiencia de un motor térmico solar para bombeo de agua. La máquina era capaz de elevar el líquido mediante la expansión de aire que previamente había sido calentado con energía solar. Por otra parte, Butti y Perlin (1985, p. 63) citan el invento por parte de Herón de Alejandría en el siglo I d.c. de un sifón solar que colocado al sol era capaz de desplazar el agua de un recipiente. El calentamiento del aire mediante energía solar hacía que éste se expandiera y desalojase el agua. Esta última experiencia es anterior en el tiempo a la de Solomon de Caux, si bien no se considera aquí como una aplicación práctica de un motor térmico solar por lo que se tomará como primer registro de un sistema del tipo y

aplicación práctica que se trata en el presente capítulo el dado por Pytlinski (1978, p. 255). Las dos experiencias anteriores también son citadas por Spencer (1989a, p. 192) junto a otras dos de diseño similar que datan de los años 1631 y 1750 respectivamente.

El bombeo de agua mediante energía solar es un proceso que puede llevarse a cabo mediante *métodos de conversión directa* o mediante *métodos termodinámicos* [Bahadori, 1978]. En el primer caso, la energía procedente del sol se transforma en electricidad mediante un proceso de conversión fotovoltaica, termoiónica o termoeléctrica de forma que la corriente eléctrica producida alimenta el motor de una bomba convencional. De las tres conversiones mencionadas la más cercana a la línea de estudio de esta memoria es la fotovoltaica por el uso de la energía solar. La primera aplicación de la energía solar fotovoltaica con concentración al bombeo de agua sucede en 1964 en la antigua Unión Soviética donde se construye un sistema fotovoltaico con 3.6 m² de paneles fotovoltaicos capaces de generar 0.25 kW de potencia eléctrica con una eficiencia del 2.6% [Pytlinski, 1978, p. 259-260]. Ya en 1977 se construye en Nebraska (E.E.U.U.) el primer sistema de bombeo a gran escala alimentado con energía solar fotovoltaica. Este sistema era capaz de bombear 3.8 m³ de agua por minuto durante 12 horas al día [Pytlinski, 1978, p. 261]. Este tipo de sistemas consta básicamente de un conjunto de módulos fotovoltaicos, el conjunto motor-bomba y un tanque de almacenamiento. La bombas utilizadas pueden ser centrífugas o de desplazamiento positivo y sumergibles o no.

En cuanto a los métodos termodinámicos, su principio de funcionamiento es la conversión de energía térmica en trabajo mediante ciclos de potencia (de gas o de vapor) o de adsorción de hidrógeno. En este último caso el proceso de adsorción está asociado con la impulsión del líquido y la desorción con la succión desde un nivel inferior.

En la actualidad la utilización de la energía solar térmica para el bombeo de agua tiene especial interés para las zonas rurales remotas y semiáridas. Normalmente a estos lugares no llega la red eléctrica y no resulta económico el transporte de combustible por lo que es importante el uso de los recursos energéticos locales siendo el solar y el eólico los más interesantes. Además, la utilización de la energía solar para el bombeo de agua contempla dos ventajas principales: 1) la complementariedad debida a la simultánea abundancia de radiación solar y la mayor demanda de bombeo y 2) que el bombeo de agua es una actividad no necesariamente continua por lo que es adaptable a la variabilidad del recurso solar.

En las siguientes secciones se describen y caracterizan los motores térmicos solares basados en métodos termodinámicos que se han encontrado en la bibliografía. En este sentido se señalan algunos de los citados en los trabajos de revisión de Pytlinski (1978), Mankbadi y Ayad (1988), Wong y Sumathy (1999) y Spencer (1989a, 1989b y 1989c) junto con diseños adicionales localizados en la literatura y que no aparecen en los trabajos anteriores.

Asimismo se trata también el caso en el que el motor térmico solar proporciona la potencia de bombeo necesaria para un proceso de ósmosis inversa para la desalación de agua de mar o salobre.

1 Métodos termodinámicos de bombeo mediante energía solar térmica

En la Figura 1-1 se presenta un esquema del funcionamiento de un motor térmico solar concebido para el bombeo de agua mediante la conversión termodinámica de calor en trabajo. La energía térmica obtenida de la radiación solar mediante un captador solar térmico actúa como fuente de energía del proceso y se convierte en trabajo mediante un ciclo de potencia o un proceso de adsorción-desorción de hidrógeno por parte de un compuesto metálico. A priori, no existe ninguna limitación en cuanto al tipo de captador a utilizar, registrándose en la literatura consultada sistemas que operan con estanques solares de gradiente de salinidad (*solar ponds*) y captadores solares con y sin concentración.

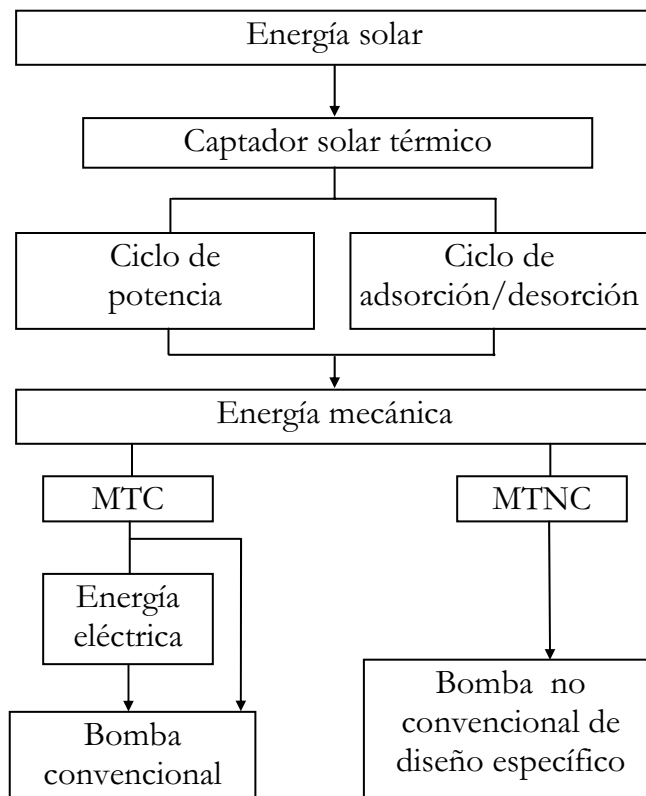


Figura 1-1. Esquema del bombeo de agua mediante métodos termodinámicos con energía solar térmica.

Una vez se produce la conversión termomecánica existen dos alternativas: que la energía mecánica producida tenga como destinatario final una bomba de tipo convencional, en cuyo caso hablaremos de *métodos termodinámicos convencionales* (MTC) o bien que dicha energía se emplee en accionar un sistema de bombeo especialmente diseñado. En este último caso estaremos ante un *método termodinámico no convencional* de bombeo (MTNC).

1.1 Métodos termodinámicos convencionales

El ciclo termodinámico más habitual en los métodos termodinámicos convencionales es el ciclo Rankine con un solo fluido de trabajo (generalmente agua o un compuesto orgánico) y también el ciclo binario con agua como fluido de transferencia de calor en el ciclo superior y un compuesto orgánico en el ciclo Rankine inferior. La investigación sobre motores térmicos solares para bombeo de agua según el esquema aquí denominado MTC se remonta a la segunda mitad del siglo XIX con los trabajos de Augustin Mouchot y Abel Pifre. Butti y Perlin (1985) y Pytlinski (1978) describen los diseños presentados por A. Mouchot en 1866 y 1875. En ambos sistemas el captador es un cono truncado en cuyo eje se sitúa una caldera de cobre. En el caso del diseño de 1866 no se ha encontrado referencia alguna a su uso para bombeo de agua. En el caso del diseño mejorado de 1875, con una superficie reflectora de 4 m² y una longitud de la caldera de 0.8 m [Pytlinski, 1978, p. 255], un sistema similar a éste se utilizó para alimentar un motor que accionaba una bomba de agua y, según Butti y Perlin (1985), esto habría tenido lugar en 1877 o 1878 en Argelia. En 1878, A. Mouchot con la ayuda de A. Pifre construye un motor térmico solar de reflector cónico con las características que se dan en la Tabla 1-1 (p. 22) y en 1880 A. Pifre hace la descripción de otro sistema que también figura en dicha tabla.

De forma simultánea y con posterioridad a estos trabajos John Ericsson desarrolla un captador de sección parabólica en cuyo eje focal se sitúa un tubo que hace de caldera. Este diseño estaba destinado al bombeo de agua pero Ericsson murió antes de que el sistema se construyese.

A principios del siglo XX destacan los sistemas desarrollados por Aubrey Eneas y por Frank Shuman. A. Eneas comenzó por utilizar captadores parabólicos para el diseño de motores solares. Esta idea fue abandonada posteriormente debido a ciertos problemas técnicos que le hicieron adoptar la geometría del reflector cónico truncado del mismo modo que previamente había hecho A. Mouchot. El sistema de A. Eneas, mostrado públicamente en 1901 y que operó de forma satisfactoria durante dos años, se describe en la Tabla 1-1. El principal inconveniente de este dispositivo fue de índole económico ya

que el coste por unidad de potencia desarrollada por el sistema era de 2 a 5 veces mayor que el de una planta de vapor convencional [Butti y Perlin, 1985, p. 89].

El sistema señalado en dicha tabla correspondiente al año 1905 fue desarrollado por Willsie y Boyle y fue modificado varias veces hasta una versión final completada en el año 1908. Esta última versión constaba de dos modificaciones respecto del diseño original: 1) el campo solar estaba formado por una fila de captadores dividida en dos tramos, el primero de ellos con captadores con cubierta simple y el segundo tramo con cubierta doble con el objeto de mejorar la eficiencia en la región de mayor temperatura y 2) el agua caliente procedente de los captadores se dirigía a un tanque de almacenamiento lo que permitía realizar el bombeo incluso en horario nocturno [Spencer, 1989a, p. 194].

En cuanto a los trabajos de F. Shuman, en un primer momento este investigador utiliza cajas calientes¹ y no reflectores para la concentración de la radiación al conocer las experiencias previas que desaconsejaban esta opción debido, principalmente, a la inviabilidad económica. En 1907 F. Shuman utiliza la tecnología de los captadores de cajas calientes para operar un motor solar de baja temperatura para bombeo de agua. En la Tabla 1-2 (p. 23) se da la descripción de dicho sistema que se modificó posteriormente para desarrollar una mayor potencia pero sin que su coste se incrementará en exceso debido al uso de una mayor extensión de terreno. Para ello se utilizaron placas reflectoras junto a los captadores de caja caliente, se incluyeron en las cajas elementos metálicos de absorción de calor y se mejoró el aislamiento. Además, se instaló un mecanismo que permitía ajustar la inclinación de los captadores una vez cada tres semanas según Butti y Perlin (1985, p. 104) y una vez a la semana según Pytlinski (1978, p. 257) para ajustar el ángulo de elevación de los captadores a los cambios en la declinación solar. Las características de este sistema - que comenzó a funcionar en 1911 - se dan en la Tabla 1-2. Posteriormente F. Shuman hizo una serie de modificaciones que harían cambiar los concentradores del tipo anterior por concentradores de sección parabólica en cuyo eje se colocaron tubos cubiertos de vidrio que actuaban como calderas. Este sistema se construyó en Maadi (Egipto) en 1912 y sus características y resultados de operación obtenidos en 1913 se dan también en la Tabla 1-2. Los captadores estaban orientados en la dirección norte-sur y se utilizaba un sistema de seguimiento automático del sol.

¹ Con este nombre se denomina al sistema inventado en 1767 por Horace de Saussure. Se considera este dispositivo como el precursor del captador solar plano.

Tabla 1-1. Motores térmicos solares para bombeo de agua mediante el esquema de métodos termodinámicos convencionales desarrollados antes de la I Guerra Mundial.

Año y lugar	Tipo de captador	Ciclo termodinámico / fluido(s) de trabajo	Características del sistema de bombeo
1878 ⁽⁴⁾ París, Francia	Captador con reflector cónico	Rankine/agua	A lo largo del eje del cono se sitúa una columna formada por tubos verticales unidos entre sí. Bombeo de 2.2 m ³ /h
1880 ⁽¹⁾ París, Francia	Captador paraboloide de 9.2 m ² de superficie	Rankine/agua	Bomba de desplazamiento positivo (<i>rotative pump</i>) que impulsa 0.1 m ³ en 14 min a una altura de impulsión de 3 m
1901 ^(1,4) Pasadena, California, E.E.U.U.	Cono truncado con seguimiento de 10.2 m de diámetro en su parte superior y 4.6 m en su base. Superficie interior formada por 1788 espejos planos ⁽¹⁾	Rankine/agua	Generación de vapor de agua a 10.3 bar. Este vapor acciona un motor de 8.085 kW acoplado a una bomba centrífuga. Para un caudal bombeado de 5.3 m ³ /min a una altura de impulsión de 3.6 m el sistema desarrolla 7.35 kW de potencia ⁽¹⁾
	Cono truncado con seguimiento de 10 m de diámetro en su parte superior y 4.5 m en su base. Superficie interior formada por más de 1800 espejos de vidrio plateado ⁽⁴⁾		Bombeo de un caudal de 6.4 m ³ /min desde un depósito a una profundidad de 5 m ⁽⁴⁾
1905 ⁽¹⁾	Captador plano	Rankine/dióxido de azufre	Se genera vapor de fluido de trabajo a 13.8 bar. Este vapor acciona un motor de 14.7 kW que opera una bomba centrífuga

⁽¹⁾[Pytlinski, 1978]; ⁽⁴⁾[Butti y Perlin, 1985]

Tabla 1-2. Motores térmicos solares para bombeo de agua mediante el esquema métodos termodinámicos convencionales desarrollados antes de la I Guerra Mundial.

Año y lugar	Tipo de captador	Ciclo termodinámico / fluido(s) de trabajo	Características del sistema de bombeo
1907 ^(1,4) Tacony, Pensilvania, E.E.U.U.	Estanque solar de gradiente de salinidad (<i>solar pond</i>) de 11.2·10 ³ m ² de superficie cubierto de vidrio ⁽¹⁾	Binario/agua – Rankine con éter	El vapor de éter generado en el intercambiador de calor sumergido en el agua alimenta un motor de vapor de 2.57 kW conectado a una pequeña bomba centrífuga ^(1,4)
	Caja caliente de 100 m ²⁽⁴⁾		
1911 ^(1,4) Tacony, Pensilvania, E.E.U.U.	Caja caliente con placas reflectantes para concentración. El sistema total posee una superficie de apertura total de 956.5 m ² , 26 módulos con 21 captadores cada uno ⁽¹⁾	Rankine/agua	El sistema eleva 11.3 m ³ /min a una altura de 10 m. Desarrolla una potencia máxima de 17.64 kW y una potencia media diaria de 11.76 kW ⁽¹⁾
	Caja caliente con placas reflectantes para concentración. El sistema total posee un superficie de apertura total de 1000 m ² , 26 módulos con 22 captadores cada uno ⁽⁴⁾		El sistema eleva 12 m ³ /min a una altura de 10 m. Desarrolla una potencia máxima de 23.52 kW y una potencia media de 10.29 kW en un día soleado ⁽⁴⁾
1913 ^(1,4) Maadi, Egipto	5 captadores cilindro-parabólicos de 62.5 m de largo y 4.27 m de ancho cada uno ⁽¹⁾	Rankine/agua	El sistema bombea 27 m ³ /min y desarrolla una potencia máxima de 40.42 kW. El sistema solar capta el 40% de la energía solar disponible ⁽⁴⁾
	5 captadores cilindro-parabólicos de 60 m de largo y 4 m de ancho cada uno y separados 8 m entre sí ⁽⁴⁾		

⁽¹⁾[Pytlinski, 1978]; ⁽⁴⁾[Butti y Perlin, 1985]

El estallido de la I Guerra Mundial y el comienzo del uso a gran escala de combustibles derivados del petróleo hizo que las investigaciones en torno a los motores térmicos solares y sus aplicaciones se redujeran notablemente. La única referencia que se encuentra en el período de entreguerras de un motor térmico solar para bombeo de agua corresponde al año 1920 por parte de J. A. Harrington [Spencer, 1989a, p. 195], el cual utilizó un motor de vapor accionado con energía solar térmica para bombear agua hasta un depósito situado a una altura de 5 m. Posteriormente, el agua almacenada se utilizaba para mover una turbina hidráulica y suministrar electricidad a una pequeña mina de forma continua. Este sistema de J. A. Harrington es el primero que se conoce en el que se utiliza la propia agua previamente bombeada para asegurar la continuidad del suministro en lugar de utilizar combustible convencional o almacenar energía térmica.

En la Tabla 1-3 (p. 26) y en la Tabla 1-4 (p. 27) se dan una serie de sistemas de bombeo solar posteriores a la II Guerra Mundial. Se debe destacar la labor realizada por la compañía francesa Sofretes, la cual instaló durante los años setenta numerosos sistemas de bombeo en una serie de países en vías de desarrollo (Tabla 1-3). Por otra parte, el prototipo presentado por Masson y Girardier (1966) es la antesala de un sistema de mayor capacidad proyectado con 300 m² de superficie de apertura para bombear 40 m³/día de agua a una altura de 8 – 10 m durante 5 horas al día. Por su parte, Youm *et al.* (2000, p. 81) citan la instalación y operación a finales de los años setenta de seis sistemas de bombeo solar en Senegal de potencias entre 1 kW y 30 kW.

También se reseña aquí el sistema instalado en 1976 en la Universidad Nacional de México en el marco de las investigaciones desarrolladas por dicha institución en el ámbito de la generación directa de vapor con captadores cilindro-parabólicos [Zarza, 2003, cap. 2, p. 70-77]. En una primera etapa de dichas investigaciones se acopló una turbina de vapor a una bomba de agua de 1 kW de potencia. El vapor que alimenta a la turbina proviene directamente de un evaporador solar formado por cinco captadores cilindro-parabólicos con una superficie total de apertura de 12 m². Este sistema daba lugar a un rendimiento global del 2%. Con el objetivo de mejorar el valor anterior se sustituyó la turbina de vapor por un motor de vapor de dos pistones y se incorporó un precalentador solar formado por un captador plano y 8 tubos de vacío conectados en serie. Sin embargo, estas modificaciones no hicieron crecer el rendimiento [Zarza, 2003, cap. 2, p. 72].

En la actualidad el interés por los motores solares térmicos para bombeo de agua radica en su posible utilización en áreas remotas sin acceso al tendido eléctrico y dificultad de suministro de combustible convencional. India e Irán son dos países en los que se han llevado a cabo varias experiencias en este sentido con el fin de proporcionar métodos de bombeo para los agricultores cuyas granjas se encuentren alejadas de la red y en zonas semiáridas. Aquí se destacan los trabajos de Spindler *et al.* (1996), Chandwalker y Oppen (2001) y Aghamohammadi *et al.* (2001) que se describen a continuación.

El sistema presentado por Chandwalker y Oppen (2001) se ha desarrollado para que sea usado por los pequeños agricultores de la India. El sistema de bombeo solar

(Tabla 1-4) tiene un coste de unos 1000 \$, lo que resulta prohibitivo a no ser que exista una gran ayuda gubernamental. Sin embargo, si este sistema se produce en cantidades de algunos cientos de unidades por año su precio se podría situar en torno a los 420 \$ [Chandwalker y Oppen, 2001]. Zeller (2003) hace un estudio teórico sobre el funcionamiento del sistema anterior bajo las condiciones de radiación del estado indio de Andrah Pradesh y las necesidades hídricas de algunas cosechas de dicho estado. También compara la operación de este sistema con el de un sistema de bombeo solar fotovoltaico compuesto por un módulo de 860 W_p, un motor de 0.75 kW y una bomba centrífuga acoplada a éste último. El análisis económico comparativo arroja, para una altura de impulsión de 7 m, un coste del agua bombeada mediante el sistema solar térmico de 0.10 \$/m³ y 0.074 \$/m³ para los niveles de radiación de los años 2001 y 2002 respectivamente - los cuales implican una disponibilidad anual del 71% y 75% - frente a los 0.032 \$/m³ obtenidos con el sistema fotovoltaico para una disponibilidad del 82%.

En Irán, Aghamohammadi *et al.* (2001) también han desarrollado un sistema de bombeo solar que utiliza captadores planos y ciclo binario con R-114 como fluido de trabajo del ciclo Rankine (Tabla 1-4).

Tabla 1-3. Algunos motores térmicos solares para bombeo de agua mediante métodos termodinámicos convencionales desarrollados entre 1954 y 1977.

Año y lugar	Tipo de captador	Ciclo termodinámico /fluido(s) de trabajo	Características del sistema de bombeo
1954 ⁽⁶⁾	Captador paraboloide	Ericsson/aire	Motor de aire caliente que acciona una pequeña bomba que puede impulsar agua desde 4.8 m
1962-1966 ⁽⁹⁾ Dakar, Senegal	Captador plano de 6 m ²	Binario/agua – Rankine	Motor conectado a un turbo alternador que genera una corriente eléctrica que alimenta una bomba convencional. El sistema era capaz de bombear 8-10 l/min desde una profundidad de 13-14 m
1967 ⁽¹⁾ Mali, África	-	Binario/agua-Rankine con monoclorobencina	Turbina que genera energía mecánica consumida por una bomba centrífuga que bombea 11.3 m ³ /día a una altura de impulsión de 45.7 m
1975 ⁽⁷⁾ San Luis Delapaz, México	-	-	Sistema SOFRETES de 25 kW que bombea 2.5 m ³ /día
1976 ⁽⁷⁾ Egipto, India, Brasil, Senegal, Mali, Mauritania y Nigeria	Captador plano. 100 m ² de área colectora	-	Sistema SOFRETES capaz de bombear 30 m ³ /día a una altura de 20 m. El sistema de bombeo se compone de un motor de expansión de dos cilindros, una prensa hidráulica y una bomba de diafragma
1976 ⁽⁶⁾ , Guanajuato, México	Captadores planos. 2499 m ² de superficie de apertura	Binario/agua – Rankine con R11	Sistema SOFRETES con turbina de vapor acoplada a generador eléctrico que alimenta dos bombas. Suministro de 1000 m ³ /día
1976 ⁽¹⁰⁾ , UNAM, México	Sólo captador cilindro-parabólico inicialmente y captador plano y con tubos de vacío adicionales posteriormente	Rankine/agua	Inicialmente la bomba de 1 kW se acopló a una turbina de vapor y luego a un motor de vapor de dos pistones. Rendimiento global en torno al 2%
1977 ⁽⁷⁾ Norte de Irán	-	-	Tres unidades SOFRETES

⁽¹⁾[Pytlinski, 1978]; ⁽⁶⁾[Wong y Sumathy, 1999]; ⁽⁷⁾[Aghamohammadi *et al.*, 2001]; ⁽⁹⁾[Masson y Girardier, 1966]; ⁽¹⁰⁾[Zarza, 2003]

Tabla 1-4. Algunos motores térmicos solares para bombeo de agua mediante métodos termodinámicos convencionales desarrollados entre 1977 y 2001.

Año y lugar	Tipo de captador	Ciclo termodinámico / fluido(s) de trabajo	Características del sistema de bombeo
1977 ⁽⁶⁾ Phoenix, Arizona, E.E.U.U.	Cilindro-parabólico. Superficie de apertura total: 554 m ²	Binario/agua – Rankine con R113	Bomba centrífuga y capacidad de bombeo de 38 m ³ /min al máximo de operación
1977 ⁽⁶⁾ Willard, Nuevo México	Cilindro-parabólico. Superficie de apertura total: 622.4 m ²	Binario/Caloria HT-43 – Rankine con R113	Bomba centrífuga. 2.6 m ³ /min desde un pozo a 34 m de profundidad
1983 ⁽³⁾	4 captadores planos de 1 m ² cada uno	Rankine/R113	Bomba de diafragma. 14.6 l/min a 3 m con una irradiancia media de 850 W·m ⁻²
1986 ⁽⁵⁾ India	Captadores planos. 7 m ² de superficie de apertura total	Rankine/R11	Eficiencia global diaria del 0.45% con un pico en torno al 0.7%. Bombeo de 6.5 m ³ /día desde un pozo de 11.2 m
1987 ⁽⁹⁾ India	6 captadores paraboloídes de 9 m de diámetro	Rankine/agua	Se generaba vapor a 500°C y 7 MPa para un motor de vapor que produce 20 kW eléctricos para las bombas de riego
1987 ⁽⁹⁾ Ghana	Captador cilindro-parabólico	Rankine/agua	Dos instalaciones, una con bomba sumergida y otra con bomba de pistón líquido para agua superficial
1987 ⁽⁹⁾ India	Captadores planos	Rankine orgánico	El vapor orgánico alimenta un motor alternativo que mueve una bomba sumergida. Eficiencia algo superior al 2%
1996 ⁽⁵⁾ India-Alemania	Captador paraboloíde de 2 m ² de superficie de apertura	Rankine/R113	Bomba de pistones de doble efecto. Sistema construido en la India y testado en Alemania
2001 ⁽⁷⁾ Khafr, Irán	Captador plano	Binario/agua – Rankine con R114	Las simulaciones para un año presentan unos valores medios de caudal de bombeo de 20 m ³ /día, una eficiencia del 2.8% y un caudal másico de bombeo de 1.285 kg/s
2001 ⁽⁸⁾ India	Captador paraboloíde	Rankine orgánico	Motor de pistón de doble efecto conectado a una bomba. El sistema es capaz de bombear 2 m ³ /día a 6 m de altura con una eficiencia global del 2.5 %

⁽³⁾[Burton, 1983]; ⁽⁵⁾[Spindler *et al.*, 1996]; ⁽⁶⁾[Wong y Sumathy, 1999]; ⁽⁷⁾[Aghamohammadi *et al.*, 2001]; ⁽⁸⁾[Chandwalker y Oppen, 2001];

⁽⁹⁾[Spencer, 1989b]

1.2 Métodos termodinámicos no convencionales (MTNC)

El desarrollo de motores térmicos solares para bombeo de agua que operan mediante el esquema MTNC ha sido menos acentuado que en el caso de los sistemas MTC. El principio de operación de estos sistemas es prácticamente el mismo en todos los diseños recogidos en la literatura estudiada distinguiéndose tres variantes: 1) el calentamiento del fluido de trabajo provoca un incremento de volumen y/o de presión del vapor del mismo que da lugar a la impulsión del agua mientras que la posterior condensación de dicho vapor provoca la succión desde el pozo o tanque desde el que se extrae, 2) el calentamiento y enfriamiento alternativo de un gas da lugar al bombeo y succión del agua a elevar y 3) el calentamiento de un compuesto químico da lugar a la generación de un gas a una presión que permite la impulsión del agua a bombear mientras que el enfriamiento produce la adsorción de dicho gas por parte del compuesto químico y una reducción de presión que se emplea en la succión del agua desde un nivel inferior. Éste último principio de trabajo es el utilizado en los sistemas basados en hidruros metálicos.

Según cómo se lleve a cabo la refrigeración del sistema se puede distinguir entre *bombas refrigeradas por aire* y *bombas refrigeradas por agua* [Rao y Rao, 1976] según la refrigeración se lleve a cabo en el propio captador en horas de ausencia de sol o sea el agua ya bombeada la que sirve como refrigerante para acelerar la realización del ciclo de bombeo. Esta última situación es la más habitual.

A continuación se comentan algunos diseños de sistemas de bombeo mediante MTNC encontrados en la literatura, algunos de ellos ya citados en los trabajos de revisión de Pytlinski (1978), Mankbadi y Ayad (1988) y Wong y Sumathy (1999).

1.2.1 Sistemas basados en ciclo de vapor

Como ya se ha mencionado, A. Mouchot es uno de los investigadores que más se interesa en la segunda mitad del siglo XIX por los motores térmicos solares y su aplicación al bombeo de agua. El sistema patentado por éste en 1861 y citado por Butti y Perlin (1985, p. 64-67) se considera aquí como el primer registro de un motor solar térmico para bombeo de agua basado en el esquema MTNC. También son de destacar en este siglo los trabajos de Charles Tellier [Butti y Perlin, 1985, p. 64-67] el cual patenta una bomba solar con hidrato de amoníaco como fluido de trabajo capaz de alcanzar una presión de 273 kPa y de bombear 3 m³/h a una altura de 19.8 m [Pytlinski, 1978].

Ya en el siglo pasado Jenness (1961) propone un sistema de bombeo basado en el motor Savery patentado en 1698 por Thomas Savery. El funcionamiento de la bomba – representada en la Figura 1-2 – consiste en que la entrada de vapor saturado en un tanque provoca el desalojo de una cantidad de agua líquida del mismo. Posteriormente, el enfriamiento y condensación del vapor provoca el descenso de la presión en el interior del tanque lo que genera la succión de agua desde un nivel inferior hacia el mismo. En el sistema de bombeo son necesarias varias válvulas y la generación del vapor de agua saturado se produce en una caldera sobre la que se focaliza la radiación solar por medio de un concentrador. La eficiencia teórica de este sistema es de un 7% si bien las pérdidas hacen que dicho valor se reduzca al 4.5%.

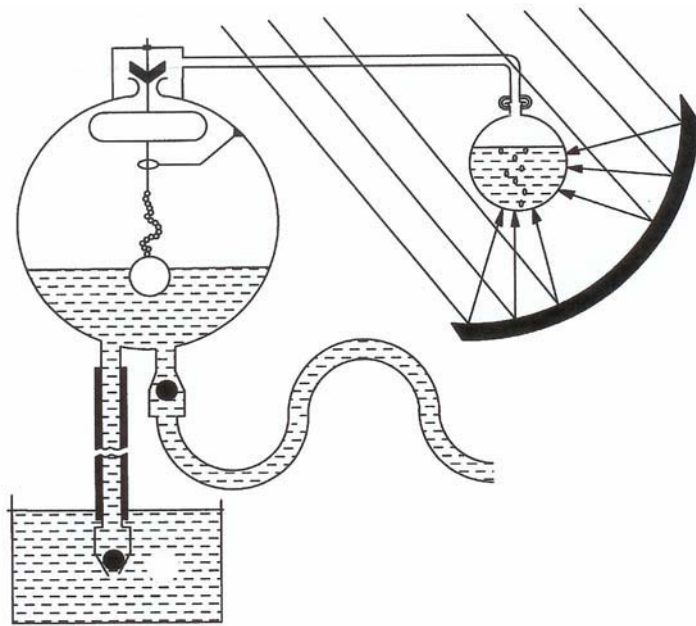


Figura 1-2. Bomba Savery [Jenness, 1961, p. 59].

Según un principio parecido al anterior funcionan las denominadas en la literatura como *termobombas*. Diseños de este tipo se citan tanto en los trabajos de Wong y Sumathy (1999) como de Mankbadi y Ayad (1988). En la Figura 1-3 se presenta uno de esos diseños, la termobomba de Maccracken. En este sistema el vapor generado presiona el flotador lo que provoca la impulsión del agua. Cuando el flotador, en su movimiento descendente, alcanza una posición que permite al vapor escapar hacia el recinto en el que se encuentra el agua líquida se produce la condensación de éste, lo que hace reducir la presión, que el flotador vuelva a su posición más alta y se produzca la succión del agua desde el tanque inferior. Existen algunos diseños muy parecidos a éste pero en el que no se usa el flotador como el citado por Mankbadi y Ayad (1988, p. 178).

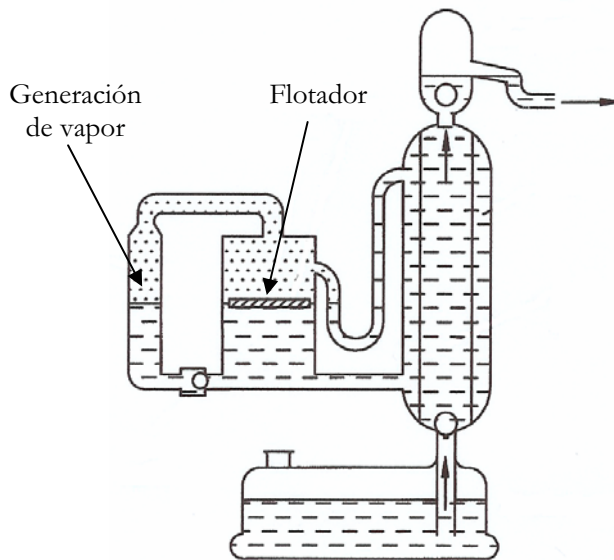


Figura 1-3. Termobomba de Maccracken. [Wong y Sumathy, 1999, p. 203] y [Mankbadi y Ayad, 1988, p. 177].

Un sistema desarrollado en el Reino Unido para su posible uso en países africanos es el que proponen Picken *et al.* (1997). El sistema, representado en la Figura 1-4, se ha testado con 2 m² de captador de tubos de calor (*heat pipes*) alojados en tubos de vidrio evacuados. La bomba a la que se acopla el sistema captador está especialmente diseñada y se trata de un dispositivo de desplazamiento positivo en el que el vapor generado en el captador desplaza el agua del cilindro A y comienza a condensar cuando el nivel de ésta alcanza el extremo inferior de dicho cilindro.

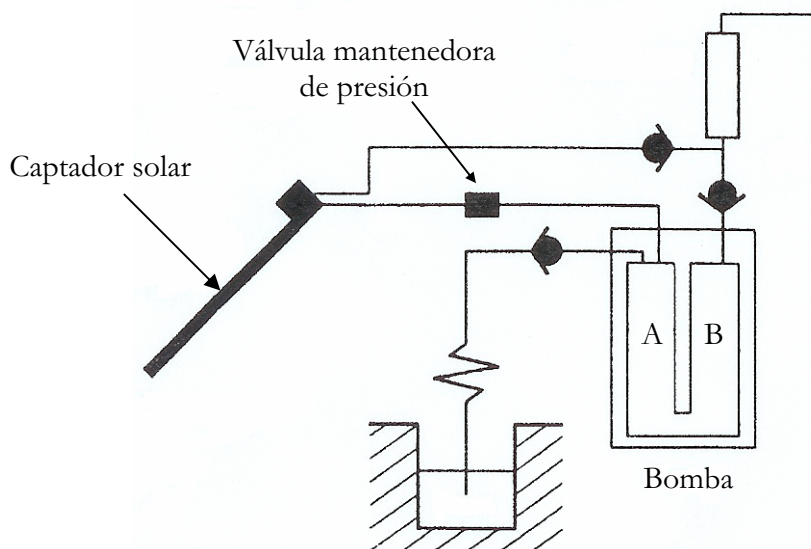


Figura 1-4. Sistema de Picken *et al.* (1997, p. 219).

Como se puede observar, en este diseño existe contacto directo entre el vapor y el agua a bombear. La condensación del vapor dentro del cilindro plantea una serie de problemas para los que Picken *et al.* (1997) proponen mejoras en el diseño del cilindro A y la utilización de una válvula mantenedora de presión. Los ensayos que se realizaron con este sistema para un valor medio de la irradiancia de 800 W/m^2 dieron lugar a un caudal bombeado de entre 9 l/h y 22 l/h para una altura de impulsión entre 1 y 8 m. La eficiencia global del sistema es muy baja, del orden del 0.05%.

Otro tipo de diseños son los dos que proponen Rao y Rao (1976). Ambos sistemas se basan en un principio similar al de las termobombas anteriores: la evaporación de un líquido puede servir para impulsar otro líquido hasta una altura que depende, entre otros parámetros, de la presión de saturación del primero. Posteriormente la condensación del vapor da lugar a la succión del agua desde un tanque sumergido. Rao y Rao (1976) proponen un diseño refrigerado por aire (Figura 1-5) y otro refrigerado por agua que operan con captadores solares planos y pentano como fluido de trabajo. En el diseño refrigerado por aire (Figura 1-5) el vapor de pentano procedente del captador impulsa el agua que se encuentra en otro tanque sumergido provocando así su bombeo. La condensación del vapor se produce en el captador en horas de ausencia de sol aunque parte del fluido de trabajo puede condensar en el mismo tanque de agua. Esta porción de fluido se recupera bombeándolo al día siguiente hasta el tanque de recuperación.

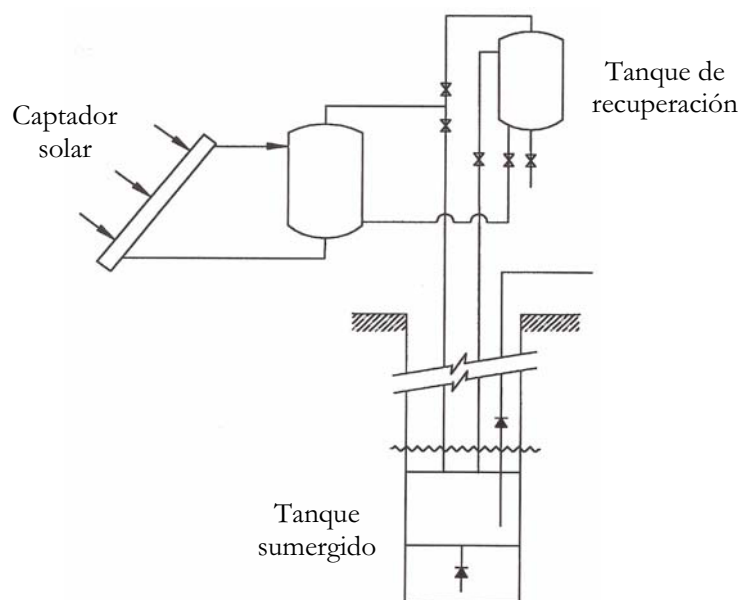


Figura 1-5. Bomba solar de Rao y Rao (1976) refrigerada por aire.

Este sistema presenta el inconveniente de que la cantidad de agua a bombear está limitada por el tamaño del tanque sumergido. La alternativa a este inconveniente es la refrigeración continua por parte del agua ya bombeada de forma que usando dos tanques

sumergidos se asegura un caudal de bombeo continuo. Un sistema muy similar al diseño refrigerado por agua de Rao y Rao (1976) es el sistema Brown Boveri citado por Mankbadi y Ayad (1988) y por Wong y Sumathy (1999) que también opera con pentano como fluido de trabajo.

En los sistemas anteriores existe contacto directo entre el pentano y el agua a bombear. Esto puede hacer que el sistema no pueda ser utilizado para el bombeo de agua de riego o potable. Una opción utilizada en algunos diseños para evitar este problema ha sido la utilización de membranas plásticas flexibles o diafragmas y también de fuelles. En este sentido aquí se señala un diseño citado por Wong y Sumathy (1999), el diseño de Sharma y Singh (1980) y la propuesta de Al-Haddad *et al.* (1996).

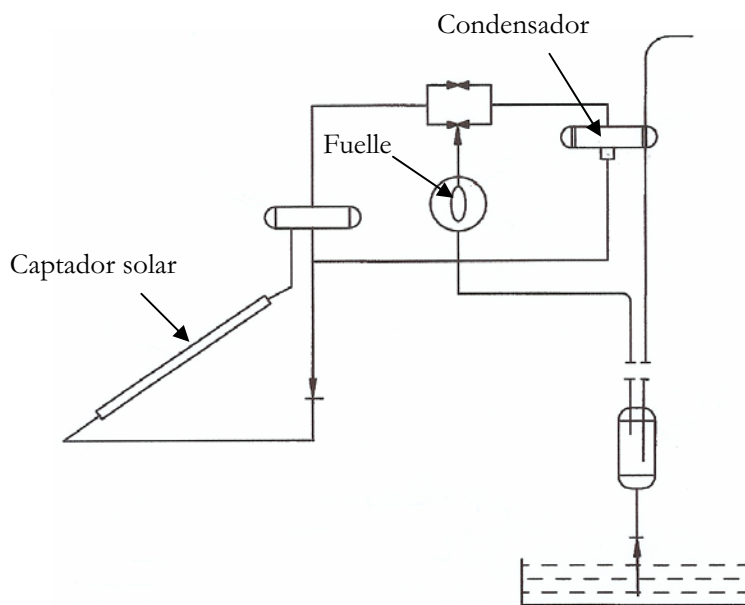


Figura 1-6. Motor térmico solar con fuelle [Wong y Sumathy, 1999, p. 205].

En la Figura 1-6 se presenta el sistema citado por Wong y Sumathy (1999, p. 203-205) y que consiste en una bomba solar refrigerada por agua y con captadores planos como sistemas captadores. El sistema está basado en el ciclo Rankine y mediante la utilización de un fuelle se evita el contacto del fluido orgánico – que actúa como sustancia de trabajo – con el agua a bombear. Mediante un sistema de válvulas el fuelle se conecta alternativamente al conducto del vapor proveniente del captador solar y al condensador. De esta manera se produce una variación cíclica de la presión en el fuelle y también en la cámara donde se aloja éste, lo que provoca el bombeo y succión del agua desde el tanque sumergido. Este sistema alcanzó una eficiencia del 1%-2% para un ritmo de bombeo de 900 l/h. El sistema de Sharma y Singh (1980) utiliza un diafragma en lugar de un fuelle. También está basado en un ciclo con R113 como fluido de trabajo. Con este sistema se realizaron ensayos con 1.4 m² de captadores solares planos bajo dos condiciones de

irradiancia diferentes de 495.42 W/m^2 y 593.14 W/m^2 lo que produjo una presión del vapor a la entrada de la bomba de 200 kPa y 240 kPa respectivamente. La eficiencia de la bomba se sitúa por debajo del 0.30% para alturas de impulsión menores que 5 m y del 0.33% para alturas menores que 6 m respectivamente para los valores medios de irradiancia anteriores [Sharma y Singh, 1980, p. 277].

Por último, otro sistema de este tipo es el propuesto por Al-Haddad *et al.* (1996) (Figura 1-7). Esta bomba solar funciona con R11 como fluido de trabajo y su operación es similar a la del sistema de la Figura 1-6, con la excepción de que la cámara de plástico que actúa como fuelle está llena de aire encontrándose fuera de la misma el vapor de R11.

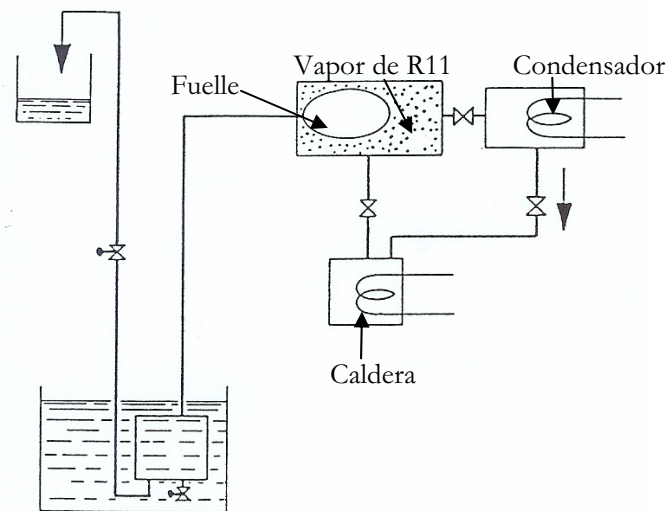


Figura 1-7. Bomba solar de Al-Haddad *et al.* (1996, p. 323).

Las variaciones alternativas en la presión de este vapor provocan la presurización y despresurización del aire en el interior de la cámara, la cual se encuentra conectada al tanque de agua sumergido desde el que se bombea el agua. En los experimentos que se realizaron se encontró un potencia óptima desarrollada por el sistema de 0.8 W para bombear a 2.5 m de altura un caudal másico de agua de 120 kg/h.

El uso de fuelles y de diafragmas en las bombas solares no convencionales plantea las ventajas de la simplicidad y la ausencia de mezcla entre el fluido de trabajo y el agua a bombear. Sin embargo su coste de mantenimiento es alto debido a que el material está expuesto continuamente a tensiones alternativas. Debido a esto se han planteado una serie de diseños en los que se utilizan tanques adicionales, ya sean llenos de agua o de aire. Estos tanques se interponen entre el vapor del fluido de trabajo y el tanque en el que se encuentra el agua a bombear de forma que los fluidos que contienen transfieren la energía mecánica necesaria para el bombeo. Sudhakar *et al.* (1980) proponen la modificación del sistema de Rao y Rao (1976) para evitar el contacto directo entre el vapor de pentano y el agua a bombear. El esquema de este sistema se presenta en la Figura 1-8 y en él se observa la incorporación de dos tanques, uno con agua y otro con aire. Además, en el

tanque con agua se incorpora un flotador que evita el contacto entre el vapor del fluido de trabajo y el agua contenida en ese tanque.

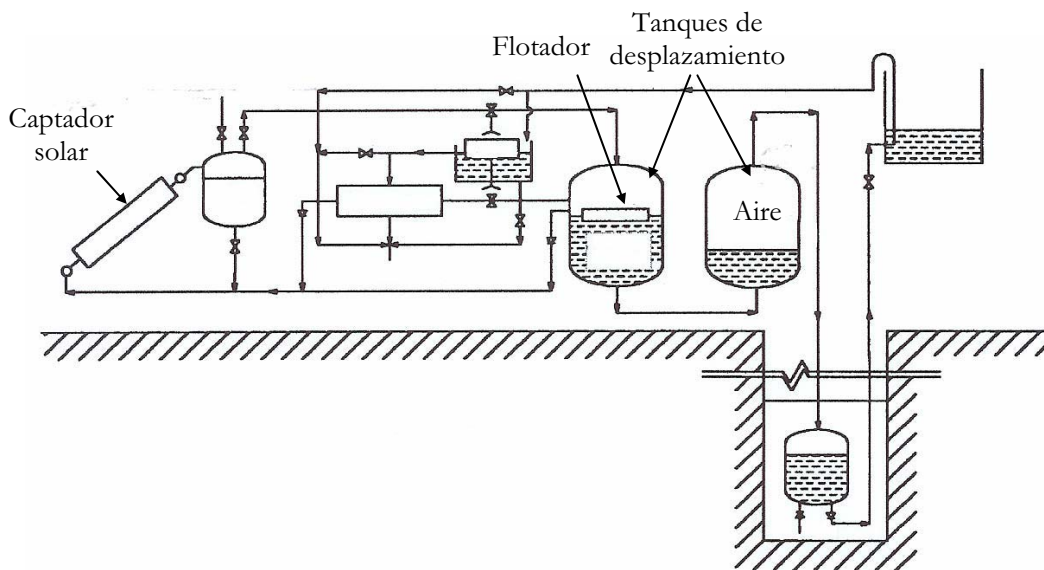


Figura 1-8. Sistema de Sudhakar *et al.* (1980, p. 72).

Sudhakar *et al.* (1980) estudian de forma teórica los ciclos de la bomba de Rao y Rao (1976), de la bomba que ellos proponen operando con captadores planos y también con captadores con concentración todos ellos con pentano como fluido de trabajo. Concluyen que la eficiencia del primer sistema es mayor que la del modificado y que el uso de captadores con concentración implica un exceso de energía captada que no es aprovechada en el bombeo y que podría ser recuperada con una turbina Pelton o una bomba eyectora de líquido (*liquid ejector pump*). También realizan un estudio económico del que extraen que la bomba propuesta, siendo su utilización más económica que otras bombas solares, no es competitiva frente a las bombas eléctricas y diesel. Otra modificación sobre un sistema en el que existe contacto directo entre el vapor del fluido de trabajo y el agua a bombear, el sistema Brown Boveri, es la que cita Wong y Sumathy (1999, p. 207-209). El diseño de este sistema modificado es similar al de Sudhakar *et al.* (1980) a excepción del flotador. Este sistema también opera con pentano como fluido de trabajo.

De los sistemas con tanques de desplazamiento el más y mejor documentado es el diseño de bomba solar térmica de Sumathy *et al.* (1996a) y Wong y Sumathy (2001a). La principal modificación que introduce este diseño es el uso de un tanque de almacenamiento del vapor que se va generando en el captador (ver Figura 1-9). El sistema, con un captador plano de 1 m² de superficie de apertura y pentano como fluido de trabajo, fue capaz de bombear 336 l/día, 250 l/día y 170 l/día a unas alturas de 6 m, 8

m y 10 m respectivamente con una eficiencia global entre el 0.12% y el 0.14% [Sumathy *et al.*, 1996b].

Este sistema se encuentra en estudio desde principios de los noventa y se han realizado, además de las medidas anteriores, análisis sobre procesos específicos que se dan durante el proceso de bombeo como la condensación [Sumathy *et al.*, 1995] y la transferencia de calor en el captador [Sumathy *et al.*, 1994; Sumathy *et al.*, 1996c]. Además, estudios teóricos sobre la operación del sistema con etil éter en lugar de pentano han arrojado una mayor eficiencia del sistema y una mayor cantidad de agua bombeada por día [Wong y Sumathy, 2000; Wong y Sumathy, 2001b]. Además, el etil éter es aproximadamente cinco veces más barato que el pentano. La desventaja de la utilización de esta sustancia es que es ligeramente más soluble en agua que el pentano. Para evitar su disolución se propone que en uno de los tanques de desplazamiento se coloque salmuera en lugar de agua pues ello disminuye la solubilidad. Otra modificación que se considera es la utilización de una cámara de condensación independiente conectada al tanque A (ver Figura 1-9). Con estas dos modificaciones el sistema es capaz de realizar un mayor número de ciclos por unidad de tiempo de operación, aumentando así su eficiencia y la cantidad de agua bombeada.

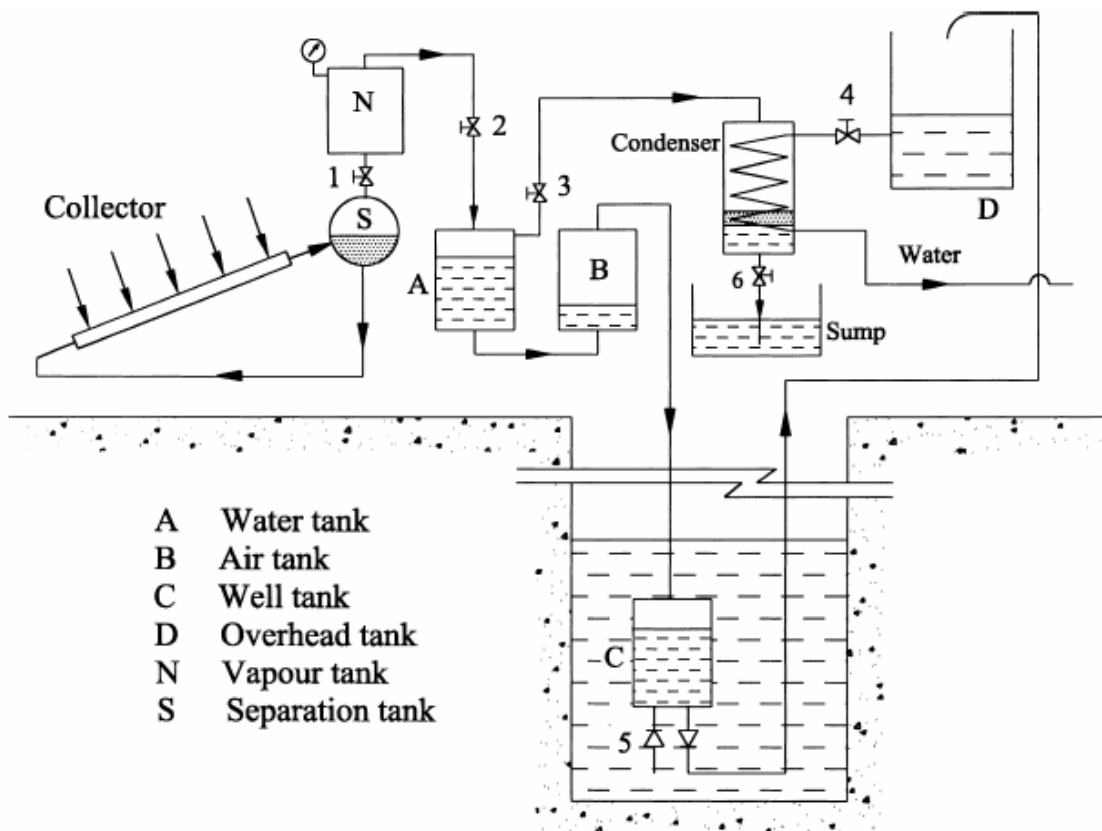


Figura 1-9. Sistema de Wong y Sumathy (2001a).

Además de los diseños mencionados hasta ahora existen algunos otros como el sistema Camel [Mankbadi y Ayad, 1998, p. 179-180] que opera con captadores planos y freón como fluido de trabajo o el motor Minto [Bahadori, 1978, p. 314] inventado en 1975 por Wally Minto - cuyo funcionamiento es similar al del sistema Camel - y que ha sido objetivo de un estudio experimental reciente por parte de Quickenden *et al.* (2004) con el fin de mejorar su operación irregular. Según los autores anteriores esto último puede ser una de las causas por las que este dispositivo de bombeo no se ha establecido a nivel comercial.

1.2.2 Sistemas de pistón líquido

Existen también algunos sistemas basados en el funcionamiento del motor de pistón líquido. Este tipo de motor es una variante de lo que sería un motor Stirling de pistón libre en el que se ha sustituido el pistón y el desplazador de estado sólido por un líquido. Sistemas de este tipo son citados por Wong y Sumathy (1999) y por Mankbadi y Ayad (1988) y en ellos la oscilación de una columna de líquido en forma de U produce la elevación y succión del agua como sucede en el caso de la bomba Fluydine en la que el calentamiento y enfriamiento de una masa de aire fija produce la oscilación anterior [Wong y Sumathy, 1999, p. 198-200]. Con este sistema se obtienen eficiencias de un 3%. Estos sistemas de pistón líquido presentan como principal desventaja su inestabilidad bajo cargas cambiantes.

Klüppel y Gurgel (1998) y Klerk y Rallis (2002) proponen dos dispositivos basados en un principio similar al anterior que pueden acoplarse a captadores solares térmicos. El propuesto por los primeros se muestra en la Figura 1-10. El calentamiento y enfriamiento alternativo del gas en el interior de la cámara principal al ponerse en contacto con las placas caliente y fría da lugar a una variación de la presión del mismo que produce el bombeo del agua.

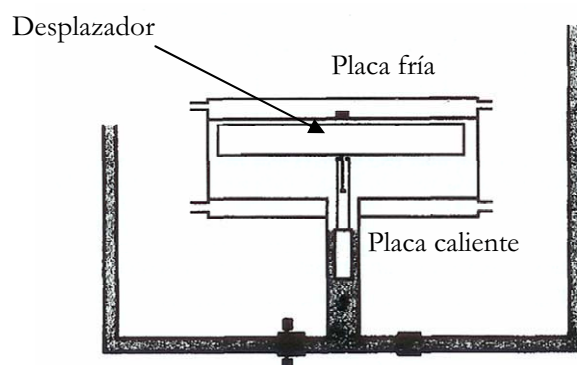


Figura 1-10. Dispositivo propuesto por Klüppel y Gurgel (1998, p. 262).

Dentro de la cámara se encuentra un desplazador que provoca el contacto alternativo del gas con la parte caliente y fría del motor. Klüppel y Gurgel (1998) exponen el ciclo termodinámico que experimenta el gas durante todo el proceso y construyen un modelo físico de laboratorio que opera con aire entre unas temperaturas de 91.85°C y 27.85°C. En este sistema existe contacto directo entre el gas y el agua a bombear lo que se presenta como un inconveniente a salvar pues se observa que tras una hora de funcionamiento la operación de la bomba se reduce debido a la disolución de parte del gas en el agua. Además, la operación del sistema es muy lenta lo que se debe fundamentalmente al ritmo de transferencia de calor hacia el gas. Los autores afirman estar trabajando en un prototipo en el que este problema se reduce con el fin de aumentar la eficiencia del sistema y creen que este sistema podría funcionar acoplado a captadores solares en la región Noreste de Brasil.

En cuanto al dispositivo de Klerk y Rallis (2002) (Figura 1-11), el sistema hace uso del calentamiento y enfriamiento de un gas en dos cámaras separadas donde se alojan dos cilindros móviles. En los ensayos la diferencia de temperaturas fue de unos 35°C. El tubo en U parcialmente lleno de agua sirve para proporcionarle inercia al sistema. El enfriamiento y calentamiento alternativo del gas de trabajo tiene lugar en unos dispositivos similares al sistema de Klüppel y Gurgel (1998).

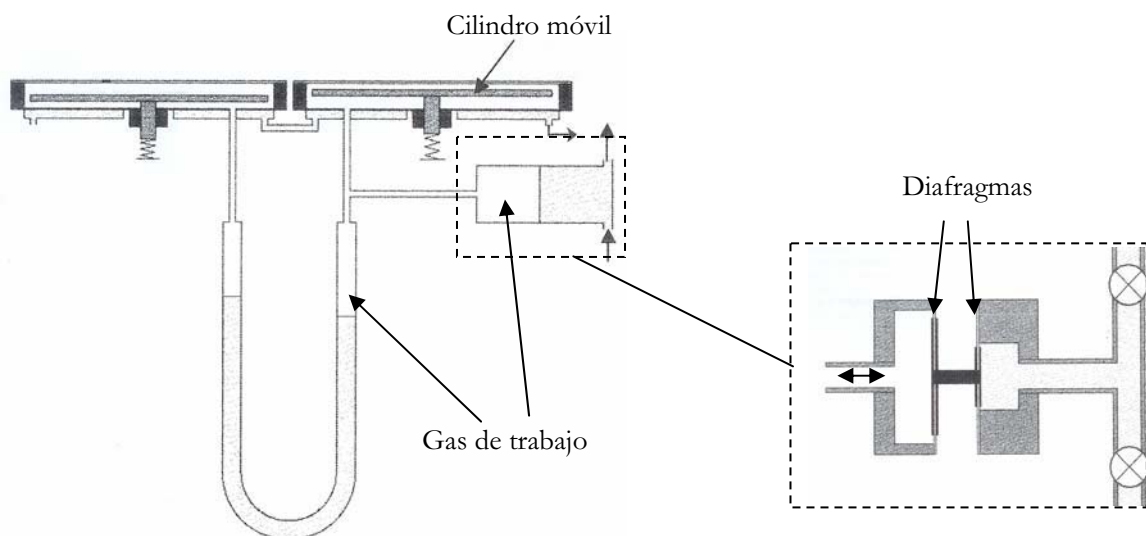


Figura 1-11. Sistema de bombeo de Klerk y Rallis (2002, p. 40-41) en el que se destaca el diseño de la bomba.

La variación de presión del gas de trabajo provoca el bombeo de agua por parte de una bomba diseñada específicamente. Esta bomba consta de dos diafragmas de diferente área para amplificar la presión sobre el agua a bombear y de dos válvulas de un solo sentido. La máxima potencia desarrollada por el sistema se consiguió funcionando en modo dual, es decir, con los dos cilindros desplazadores conectados a la bomba. Para esta

configuración el sistema fue capaz de bombear hasta 54 l/h a una altura de 1 m. Estos resultados de operación se consiguieron mediante una fuente de calor artificial si bien el sistema está pensado para funcionar con energía solar lo que los autores dejan pendiente para futuros trabajos [Klerk y Rallis, 2002].

El uso de la oscilación de una columna de líquido, generalmente agua, para provocar el bombeo y succión de agua también se ha utilizado en diseños en los que el fluido de trabajo no es gas sino el vapor de agua de la propia columna que es alternativamente generado y condensado. Un diseño de este tipo del año 1976 se cita por parte de Wong y Sumathy (1999, p. 197-199) y también por Mankbadi y Ayad (1988, p. 178). Con este sistema se consiguieron rendimientos volumétricos de un 43% y un 11% para alturas de impulsión de 2.5 cm y 36 cm respectivamente.

Como ya se ha mencionado, una de las principales desventajas de los sistemas de pistón líquido es su inestabilidad bajo cargas cambiantes. Para evitar esto, Orda y Mahkamov (2004) describen varios diseños del tipo anterior con algunos elementos y características específicos que permiten su operación estacionaria cuando los parámetros del ciclo y la carga mecánica o hidráulica varían de forma significativa. En una primera fase se propone un prototipo de laboratorio sobre el que se realizaron experimentos con calentamiento eléctrico para unas temperaturas máximas entre 75°C – 95°C y unas presiones de 80 kPa – 160 kPa. Para una potencia suministrada de 0.8 kW, 2 kW y 3 kW se obtiene una capacidad de bombeo de 0.5 m³/h, 1.5 m³/h y 2 m³/h respectivamente mientras que el rendimiento térmico se sitúa entre el 0.2% y el 0.5% [Orda y Mahkamov, 2004, p. 769]. En el estudio de Orda y Mahkamov (2004) se manufacturan dos captadores solares planos diferentes para los que se mide el rendimiento en el intervalo de temperaturas medias de operación del sistema de bombeo. Para una temperatura media de operación del captador de 80°C el rendimiento de los captadores es del 30% y del 39%. Del estudio de los captadores se concluye que, a pesar de que el rendimiento de los mismos es bajo dentro del intervalo de temperaturas medias de operación del sistema de bombeo, éstos pueden proporcionar el aumento necesario de temperatura en el agua para que la bomba funcione.

Con la información anterior, Orda y Mahkamov (2004) proponen dos diseños – además del primer prototipo – destinados a operar con los captadores solares construidos. Uno de estos diseños es el que se muestra en la Figura 1-12 cuyo funcionamiento se estudia acoplado a los dos captadores.

En este sistema la oscilación del líquido en los cilindros caliente y frío produce el desplazamiento del pistón de forma que cuando el movimiento se produce en sentido descendente se produce la impulsión del agua gracias a la acción del diafragma y cuando el movimiento del pistón tiene sentido ascendente se produce la succión del agua desde el nivel inferior. Se obtiene una capacidad de bombeo de 0.18 m³/h – 0.65 m³/h para una irradiancia sobre los captadores entre 660 W/m² y 790 W/m². Además el movimiento

pulsado del líquido dentro del captador cuando se acopla a la bomba hace crecer el rendimiento del mismo en un 8% – 10%.

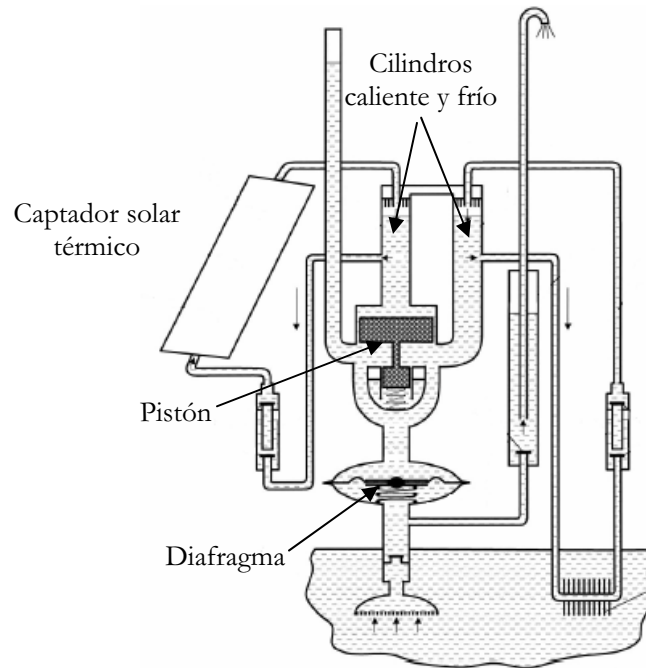


Figura 1-12. Segundo prototipo de laboratorio de Orda y Mahkamov (2004, p. 771).

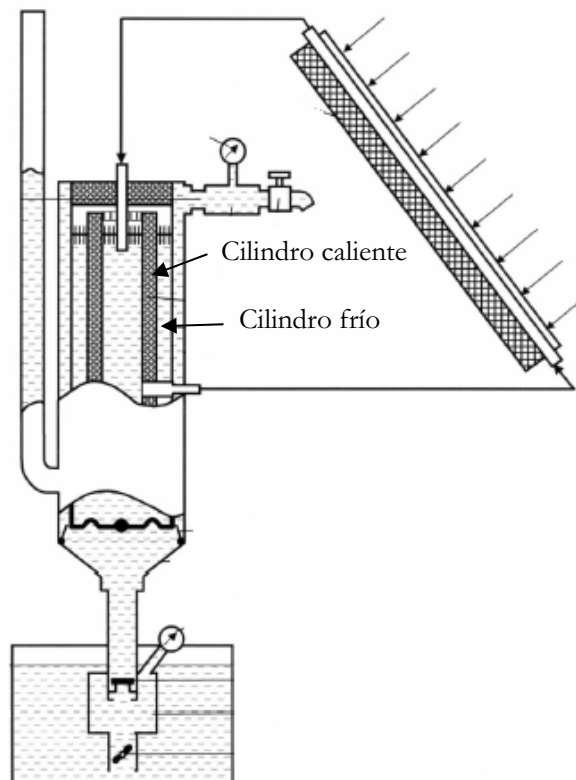


Figura 1-13. Tercer prototipo de Orda y Mahkamov (2004, p. 772).

El otro diseño que se construye se muestra en la Figura 1-13 y tiene aproximadamente la misma capacidad de bombeo pero unas dimensiones físicas más reducidas.

La operación de este diseño es similar al anterior con la principal diferencia de que los cilindros caliente y frío se disponen en forma coaxial. La operación de este sistema con el captador de tubos de cobre y cubierta selectiva para una altura de impulsión de 1.5 m y una irradiancia media de 850 W/m² produce una capacidad de bombeo de 0.7 m³/h.

1.2.3 Sistemas basados en hidruros metálicos

El interés por los sistemas de bombeo de agua basados en hidruros metálicos data de finales de los años setenta. Al igual que la mayoría de los sistemas de bombeo no convencionales el interés sobre este tipo de dispositivos es el de conformarse como sistemas simples y baratos de bombeo de agua que puedan ser utilizados en zonas remotas en las que resulte complicado o inviable el establecimiento de los sistemas convencionales.

El principio de funcionamiento de estos sistemas se basa en el carácter endotérmico de la reacción de disociación de los hidruros metálicos para dar lugar a hidrógeno molecular y la aleación metálica que compone el hidruro. De manera inversa, la adsorción del hidrógeno por parte de la aleación tiene lugar con un desprendimiento simultáneo de calor. La generación del hidrógeno se produce debido al calentamiento del hidruro hasta una temperatura T_{de} de forma que el gas de hidrógeno generado en equilibrio con la aleación se encuentra a una presión p_{de} . La relación entre estas dos variables viene dada por la ecuación de Van't Hoff por lo que es característica del hidruro en cuestión. En el caso de los hidruros utilizados en los sistemas estudiados en este capítulo para una temperatura de unos 70°C la presión de equilibrio no sobrepasa los 500 kPa. La generación de este gas provoca la impulsión del agua a bombear. Por otra parte, la adsorción del hidrógeno por parte de la aleación es un proceso de carácter exotérmico. El calor liberado se cede a un flujo refrigerante que generalmente suele ser el agua que ya ha sido bombeada previamente. Cuando el proceso de adsorción del hidrógeno por parte de la aleación tiene lugar a unas temperaturas de 15°C o 20°C la presión de equilibrio se sitúa por debajo de 100 kPa en los sistemas que aquí se tratan.

Uno de los primeros diseños publicados de este tipo de sistemas es el de Northrup y Heckes (1980) concebido con la intención de funcionar con captadores solares planos y de sustituir a los molinos de viento como generadores de la potencia necesaria para el bombeo de agua. El esquema de este diseño se presenta en la Figura 1-14 donde se puede observar que el sistema utiliza una cámara plástica flexible para aislar el gas de hidrógeno del agua a bombear. Inicialmente el sistema se diseñó para que bombease agua desde un

pozo a 60 m de profundidad operando entre unas temperaturas de 80°C y 20°C. Sin embargo, la operación con captadores solares no se culminó realizándose los experimentos con agua caliente sanitaria a unos 70°C. La generación del hidrógeno debido al calentamiento del hidruro provoca la expansión de la cámara y la impulsión del agua mientras que la adsorción del hidrógeno provoca una disminución de la presión en el interior de la cámara y la succión del agua desde el nivel inferior. El modelo de laboratorio, operando entre 68.3°C y 23.0°C, alcanza unos rendimientos térmicos del 1.63%, 2.03% y 2.4% para unas presiones máximas en el ciclo de 208 kPa, 263 kPa y 334 kPa respectivamente mientras que el rendimiento teórico se encuentra en el 6.8%. Northrup y Heckes (1980) afirman que con algunas mejoras en el diseño se podrían alcanzar unos rendimientos del 4% e incluso el 5%.

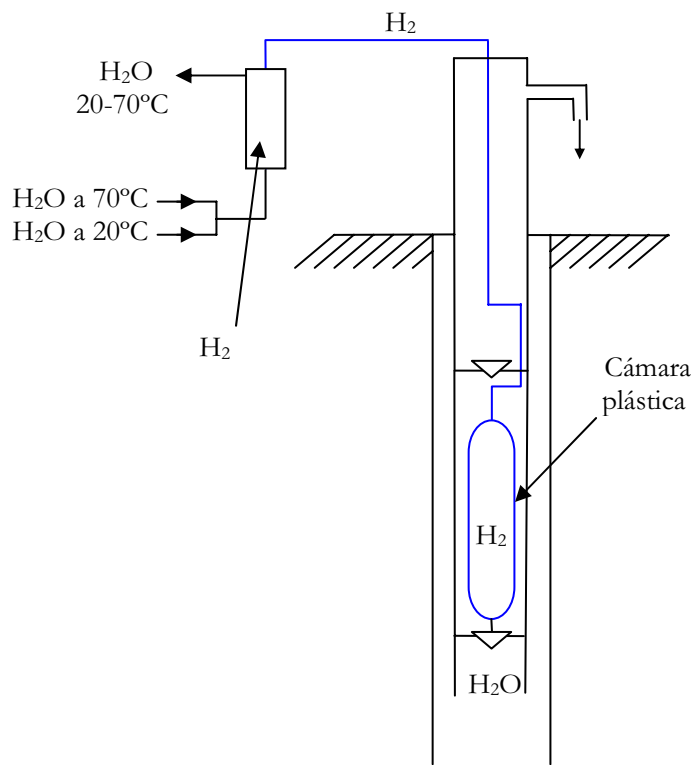


Figura 1-14. Sistema de Northrup y Heckes (1980).

Otro diseño propuesto para su funcionamiento con energía solar térmica es el de Solovey y Frolov (2001). El hidruro metálico, basado en 170 gr de aleación $\text{LaNi}_{4.6}\text{Al}_{0.4}$, se encuentra depositado en el interior de una serie de tubos de cobre alojados en el propio captador solar térmico (Figura 1-15).

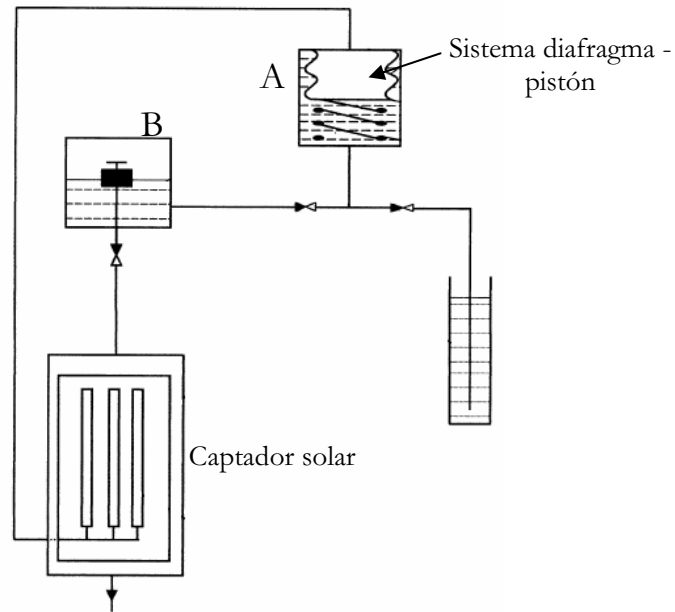


Figura 1-15. Diseño de Solovey y Frolov (2001, p. 708).

Estos tubos de cobre se encuentran conectados al sistema diafragma – pistón. A medida que se produce el calentamiento del hidruro el gas que se genera puede alcanzar una presión de hasta unos 300 kPa lo que provoca el desplazamiento del pistón y el desalojo del agua que se encuentra en el tanque A y la conducción de ésta hasta el tanque B. En este último recipiente, una vez se ha alcanzado un nivel determinado de agua, automáticamente se vacía de forma que el agua fluye a través del captador actuando como refrigerante a una temperatura de unos 15°C – 20°C. Esta refrigeración provoca la absorción del hidrógeno por parte de la aleación y la consiguiente reducción de presión en el diafragma hasta unos 40 kPa – 70 kPa lo que conlleva la succión de agua desde el pozo o depósito inferior. Las experiencias realizadas con este sistema utilizando calentamiento eléctrico indican que la bomba es capaz de bombear 800 l de agua en 8 horas de operación si se supone una producción de energía térmica por parte del captador solar térmico de 232.2 vatios (200 kcal/h) [Solovey y Frolov, 2001, p. 708].

Debashis y Gopal (2004) aportan el estudio más completo e interesante sobre los sistemas de bombeo solar térmico basados en hidruros metálicos. Estos autores presentan una simulación del sistema de la Figura 1-16 analizando el efecto de diferentes parámetros de diseño y operación sobre el funcionamiento del dispositivo.

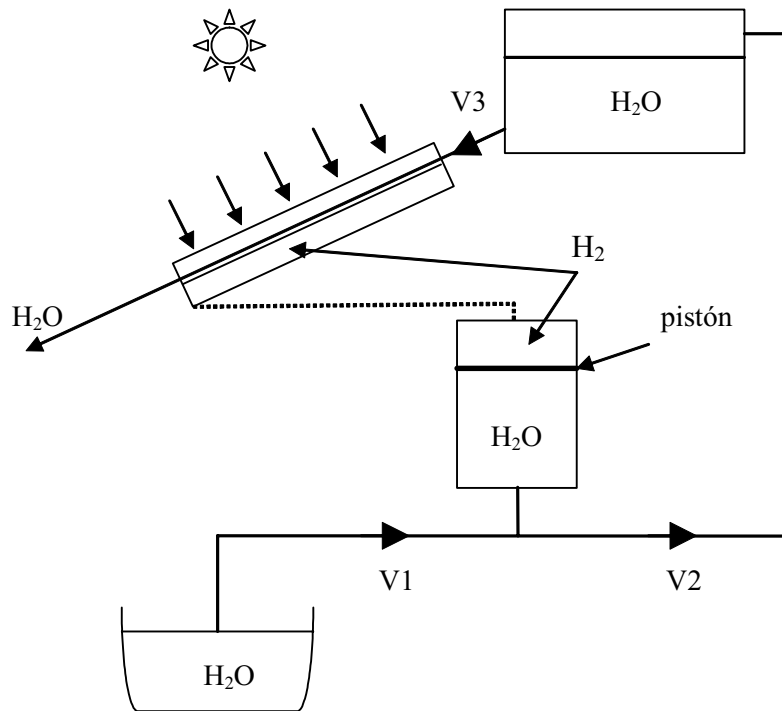


Figura 1-16. Sistema de Debashis y Gopal (2004).

Este análisis es importante en relación a la viabilidad del sistema de bombeo solar puesto que los costes iniciales del mismo dependen principalmente de la cantidad de hidruro metálico y del captador solar utilizado. El funcionamiento del sistema es similar al de Solovey y Frolov (2001) y al igual que éste también utiliza un captador plano. El hidruro metálico se encuentra depositado en la cara del absorbedor opuesta a la de incidencia de la radiación solar. El aumento de temperatura de la capa de hidruro debido a la insolación provoca la liberación de parte del hidrógeno del compuesto, formándose gas de hidrógeno a la presión de equilibrio correspondiente a la temperatura de calentamiento. Este gas provoca el desplazamiento del pistón que se encuentra en el recipiente intermedio, impulsando el agua que se encuentra en su interior hacia el tanque superior. Cuando el pistón alcanza el final de su carrera, de forma automática se permite que el agua ya bombeada fluya en el interior del captador, provocando la absorción del hidrógeno previamente generado y una disminución de la presión en el tanque intermedio. Esto provoca la succión del agua desde el pozo o tanque inferior hacia el tanque intermedio quedando así completado el ciclo de bombeo. Todo esto se realiza con la adecuada operación de las válvulas V1, V2 y V3. Debashis y Gopal (2004) establecen su modelo haciendo una serie de suposiciones previas entre las que se encuentran la consideración de que la transferencia de calor en la capa de hidruro se realiza únicamente mediante conducción de carácter unidimensional y que las propiedades térmicas del hidruro se mantienen constantes durante la operación del sistema. Además, la selección de la entalpía de formación del hidruro se hace de forma que la desorción y adsorción del

hidrógeno pueda tener lugar, respectivamente, con el nivel de irradiancia solar y la temperatura del agua de refrigeración disponible. Esta es una de las principales ventajas de este tipo de sistemas solares de bombeo. Los cálculos de Debashis y Gopal (2004) con su modelo se concretan para un sistema que estuviese situado en la localidad india de Kolkata (22.8 °N) con 1 m² de superficie de apertura. Para un día claro de verano en esta ubicación la temperatura del hidruro metálico puede variar entre 21.85°C y 61.85°C y la presión entre 75 kPa y 250 kPa. Para una altura de impulsión de 15 m el ritmo específico de bombeo está en torno a 240 l/día y por kilogramo de hidruro para un día claro de verano y 60 l/día y por kilogramo de hidruro para un día nublado de invierno. De esta manera el rendimiento global de la bomba oscila entre el 1.5% y el 0.6%. Además de esta información, Debashis y Gopal (2004) hacen un análisis paramétrico en función del espesor de la capa de hidruro metálico, volumen del cilindro intermedio, conductividad térmica del hidruro, coeficiente de transferencia de calor externo, temperatura de enfriamiento y entalpía de formación del hidruro. Una de las conclusiones más interesantes de este análisis indica que si el coste del hidruro metálico es mucho mayor que el coste del captador y/o del terreno es siempre más ventajoso utilizar mayor número de captadores con capa de hidruro fina que un solo captador con capa de hidruro gruesa. En cuanto a la temperatura de enfriamiento, existe un valor óptimo de ésta dado que su disminución conlleva el aumento de la cantidad de agua bombeada por día pero también la disminución del rendimiento global del sistema. De igual forma existe un valor de la entalpía de formación del hidruro que hace máxima la cantidad de agua bombeada.

Otra serie de estudios similares al anterior son los que presentan Rajendra Prasad *et al.* (2003) y Rajendra Prasad *et al.* (2004) aunque en principio no tratan el acoplamiento de los diseños que proponen a ningún dispositivo solar térmico concreto, limitándose a señalar en este sentido lo adecuados que pueden ser los sistemas propuestos para su acoplamiento a fuentes de calor de proceso o solar. En ambos casos se presentan modelos matemáticos con los que se simulan dos diseños diferentes, uno de los cuales presenta mejores características para el bombeo de caudales pequeños a alturas importantes [Rajendra Prasad *et al.*, 2003] mientras que el otro lo hace para caudales mayores y alturas poco importantes [Rajendra Prasad *et al.*, 2004]. Ésta última situación es la más habitual cuando se trata de bombeo de agua de riego.

El diseño propuesto por Rajendra Prasad *et al.* (2003) es prácticamente idéntico al de Solovey y Frolov (2001) a excepción de la presencia del captador solar térmico. Para alturas de impulsión de 40 m a 100 m el rendimiento global de este sistema se encuentra entre el 3% y el 4% y el caudal específico bombeado por ciclo del sistema entre 10 – 20 l/kg de hidruro metálico.

En el diseño propuesto por Rajendra Prasad *et al.* (2004) se introduce un elemento innovador en este tipo de dispositivos: un sistema de engranajes (*gear system*) capaz de transformar el trabajo desarrollado por una fuerza a lo largo de un desplazamiento pequeño en trabajo desarrollado por una fuerza menor a lo largo de un desplazamiento

mayor. Se propone un modelo matemático para simular la operación del sistema con la aleación LaNi₅ como compuesto metálico sustrato del hidrógeno. Los resultados del modelo indican, para una temperatura de absorción de 25°C y una presión de desorción de 1000 kPa, una eficiencia del 6% y unos caudales en torno a 60, 80 y 130 l/kg de hidruro por ciclo del sistema para unas alturas de bombeo entre 10 m y 20 m y temperaturas de desorción entre 75°C y 110°C [Rajendra Prasad *et al.*, 2004, p. 506-507].

2 Sistemas de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica

Las experiencias de aplicación de tecnologías solares térmicas a la desalación de agua, ya sea de mar o salobre, mediante ósmosis inversa (OI) son muy escasas. Sólo se puede hacer referencia al acoplamiento de una unidad de OI de agua salobre a un motor térmico solar desarrollado por la compañía Sofretes [Libert y Maurel, 1981]. Al margen de las experiencias de implementación, El-Nashar y Hussein (1980), Hussein y Hamester (1981), Bowman *et al.* (1981), Manolakos *et al.* (2004) y Manolakos *et al.* (2005) presentan diseños de sistemas de este tipo con el objeto de su futura implementación.

En relación al sistema de Libert y Maurel (1981), un prototipo de éste para desalación de agua salobre comienza a operar en 1978 en Cadarache (Francia) con una capacidad de producción de 15 m³/día a partir de un agua de alimentación de STD (sólidos totales disueltos) 2000 mg/l. El motor térmico solar desarrolla una potencia de 3 kW. En 1981 una unidad de mayor potencia – motor térmico solar de 10 kW – comienza a operar en El Hamrawin (Egipto). Esta unidad produce 9 m³/h de agua desalada a partir de agua salobre de salinidad 3000 ppm a una temperatura de 27°C. El motor térmico solar utiliza 384 m² de captadores planos de cubierta selectiva en los que se calienta agua hasta una temperatura máxima de 92°C. El sistema utiliza R11 como fluido de trabajo de un ciclo Rankine. Para una operación de seis horas diarias y 25.2 MJ (7 kWh) de energía disponible por metro cuadrado y día el sistema produce 0.13 m³ de agua desalada por día y por metro cuadrado de superficie de apertura [Libert y Maurel, 1981, p. 369].

En cuanto a las propuestas de diseño, El-Nashar y Hussein (1980) plantean un sistema con respaldo diesel y almacenamiento térmico cuya parte solar estaría constituida por sistemas Dish-Stirling. Se realiza el análisis para plantas de agua salobre (STD de 2000 ppm) de capacidad comprendida entre 18 m³/día y 3785 m³/día.

Bowman *et al.* (1981) presentan el diseño preliminar de un sistema capaz de producir entre 7.6 m³ y 26.5 m³ de agua desalada a partir de agua salobre de salinidad 5400 ppm en Arabia Saudí. El sistema operaría aislado de la red pero con respaldo proporcionado por una caldera de fuel-oil y almacenamiento térmico. Éste último consiste en un acumulador de vapor, el cual se encuentra conectado a dos motores de vapor de pistones. De estos

dos motores, uno de ellos está acoplado de forma directa a la bomba de alta presión de la unidad de OI y el otro a un generador eléctrico para producir así la energía de auxiliares. El vapor se genera mediante el intercambio de calor con el fluido de transferencia de calor que circula por el campo solar compuesto por dos filas de captadores cilindro-parabólicos de superficie de apertura 133.4 m² cada una de ellas con orientación norte – sur. El vapor saturado seco se genera en el propio acumulador que también actúa como almacenamiento térmico, el cual debe poder cubrir la demanda de los motores de vapor durante media hora cuando el sistema no tenga aporte energético ni solar ni de la caldera. El campo solar se diseña con el objetivo de que pueda producir la suficiente energía para suministrar la cantidad de vapor en el estado requerido por los motores durante ocho horas en un día soleado medio del mejor mes del año (mes de mayo).

En cuanto al sistema de OI, éste está compuesto por dos módulos de fibra hueca en paralelo con una capacidad total de 79.5 m³/día operando a 2757 kPa con una alimentación de STD 5400 ppm y una conversión del 75%. La utilización de los dos módulos en paralelo permite operar con uno solo de los módulos o con ambos en función de la energía disponible. Los resultados para la simulación de un día medio de marzo arrojan que el sistema operaría en modo solo solar durante 8.5 horas, produciendo un total de 28.2 m³ de agua desalada [Bowman *et al.*, 1981].

Por otra parte, Husseiny y Hamester (1981) describen el diseño de un sistema de desalación híbrido por ósmosis inversa y electrodiálisis. El sistema de OI funcionaría con la electricidad producida a partir de un sistema solar de concentración y un ciclo Rankine mientras que el sistema de electrodiálisis lo haría con la electricidad producida mediante paneles fotovoltaicos. Las características particulares de cada uno de los subsistemas dotarían al sistema completo de una gran flexibilidad en la operación.

El sistema presentado por Manolakos *et al.* (2004), concebido tanto para agua salobre como de mar, utiliza captadores de tubo de vacío. Por el interior de éstos circula agua que se calienta hasta una temperatura de unos 77°C y se conduce posteriormente hacia un intercambiador de calor en el que se genera vapor sobrecalentado de 1,1,1,2-Tetrafluoretano (HFC-134a). Este vapor sobrecalentado se utiliza en los dispositivos expansores – cuyos diseños no se detallan – que generan la energía mecánica necesaria para las bombas del sistema de ósmosis inversa y de circulación del circuito de agua y de HFC-134a. No existe conversión a energía eléctrica, es decir, se realiza el aprovechamiento directo de la energía mecánica producida en los dispositivos expansores. El sistema utiliza el agua de alimentación de la OI como fluido de refrigeración para posibilitar la condensación del vapor de HFC-134a, de forma que también se consigue así el precalentamiento del agua de alimentación de la unidad de ósmosis inversa. Para el prototipo de este sistema se utilizará una superficie de 240 m² de captadores de tubo de vacío y se considera también la utilización de otra fuente de generación de energía térmica continua (calor residual, geotérmica, biomasa). Con la superficie de captadores anterior, para una conversión de la unidad de ósmosis inversa del 30% y un consumo de 3

kWh/m³ se estima una producción anual media de 1450 m³ de agua desalada [Manolakos, 2004, p. 458].

En un trabajo posterior, Manolakos *et al.* (2005) detallan algo más el diseño del sistema de OI alimentado con energía solar térmica. El módulo de producción de OI está compuesto por un único permeador con tres membranas de la marca Filmtec, en concreto el modelo SW30HR-320. El sistema operaría con una conversión del 20% utilizando una bomba Clark como dispositivo recuperador de la energía del rechazo de forma que el consumo específico principal lo estiman en 2.5 kWh/m³. El caudal de alimentación de dicha unidad se sitúa en 5 m³/h a una presión de 4782 kPa. Los resultados predichos para una operación anual indican una eficiencia del sistema del 7% y una producción anual de agua desalada de 1012 m³ [Manolakos *et al.*, 2005, p. 80] no especificando el rendimiento que tendría el sistema de expansión utilizado. Los autores establecen como futuros aspectos a investigar el examen de diferentes fluidos orgánicos como posibles fluidos de trabajo alternativos y la identificación de los puntos de operación del ciclo que hagan mejorar la eficiencia global del sistema.

A principio de los años noventa del siglo pasado el Departamento de Interior de los Estados Unidos impulsa el desarrollo de una tecnología específica para su aplicación en ósmosis inversa, la tecnología VARI-RO. Dicha tecnología consiste en un sistema integrado de bombeo y recuperación de energía de OI que puede ser accionado mediante energía eléctrica (variante EMD, *Electric Motor Drive*) o directamente mediante energía mecánica (variante DDE, *Direct Drive Engine*). Esta tecnología, en su variante EMD, ya ha sido implementada en una planta piloto experimental [Childs y Dabiri, 1998][Childs y Dabiri, 2001]. En cuanto a la utilización de la tecnología VARI-RO en conjunción con tecnologías solares térmicas, Childs *et al.* (1999) y Childs y Dabiri (2000) exponen tres posibilidades diferentes de acoplamiento: sistemas Dish Stirling con la variante EMD y sistemas cilindro-parabólicos (CCP) y de discos parabólicos con la variante DDE. También se contempla la combinación de la variante EMD y fotovoltaica. Childs *et al.* (1999, p. 164-165) hacen la estimación del agua producida por unidad de área de captación con cada una de las cuatro combinaciones anteriores llegando a los resultados de la Tabla 2-1. Este trabajo se diferencia de los anteriores, en los que el diseño se asentaba fuertemente sobre la disponibilidad previa de los diferentes equipos que conforman el sistema total.

Tabla 2-1. Producción estimada por unidad de área de captación con cada una de las cuatro combinaciones entre la tecnología VARI-RO y tecnologías solares propuestas por Childs *et al.* (1999, p. 164) y Childs y Dabiri (2000).

Combinación	EMD ⁽¹⁾ + fotovoltaica	EMD + paraboloide con motor Stirling	DDE ⁽²⁾ + cilindro- parabólicos	DDE + paraboloide
Período medio de producción	8 h/día	10 h/día	9 h/día	10 h/día
Rendimiento global	10%	22%	20%	25%
Consumo específico OI	2.4 kWh/m ³	2.4 kWh/m ³	2.1 kWh/m ³	2.1 kWh/m ³
Caudal de agua desalada por unidad de área de captación	0.352 m ³ /día·m ²	0.931 m ³ /día·m ²	0.852 m ³ /día·m ²	1.187 m ³ /día·m ²

(1) Electric Motor Drive; (2) Direct Drive Engine

Por su parte, García Rodríguez (2006) señala la experiencia de acoplamiento de estanques solares de gradiente de salinidad con unidades de OI en las instalaciones de El Paso (Texas, E.E.U.U.) y en Los Baños (California, E.E.U.U.).

Por último, además de los estudios de investigación señalados en esta sección, se señala la existencia de una patente estadounidense de M. L. Prueitt (2004) acerca de un sistema de desalación con energía solar térmica. Dicho sistema responde a una configuración de fluido de transferencia de calor y ciclo Rankine con precalentamiento de la alimentación de OI a cargo de la potencia térmica cedida por el ciclo.

3 Conclusiones

Las experiencias de aplicación de la energía solar térmica para generar el trabajo mecánico necesario en el proceso de desalación por ósmosis inversa son muy escasas, lo que hace necesario el análisis de los sistemas con un objetivo relativamente similar como lo son los sistemas de bombeo de agua alimentados con energía solar térmica. El funcionamiento de estos sistemas puede agruparse entre los basados en *métodos de conversión directa* – como la conversión fotovoltaica – o mediante *métodos termodinámicos*. Dentro de los métodos termodinámicos es posible distinguir métodos convencionales (MTC) y no convencionales (MTNC) dependiendo, respectivamente, de si el dispositivo que realiza el bombeo es de tipo convencional como una bomba centrífuga o de desplazamiento positivo o de si es un dispositivo especialmente diseñado para tal aplicación.

La mayoría de los sistemas del tipo MTC basan su funcionamiento en el ciclo Rankine operado generalmente con agua o con un fluido orgánico como el R11, R113 y

R114. Actualmente, el desarrollo de los sistemas MTC tiene especial interés en países en vías de desarrollo.

En cuanto a los sistemas de bombeo basados en un esquema de MTNC la gran mayoría de ellos se pueden agrupar según su principio de funcionamiento en sistemas de ciclo de vapor, sistemas de pistón líquido y sistemas basados en hidruros metálicos. En todos ellos el calentamiento en el captador solar térmico del fluido de trabajo o del hidruro metálico da lugar al proceso de bombeo de agua mientras que el enfriamiento da lugar a la succión. Generalmente, la refrigeración se suele llevar a cabo con el agua que ya ha sido bombeada. La principal ventaja de los sistemas basados en MTNC es su alta simplicidad lo que puede compensar su bajo rendimiento en sistemas muy pequeños.

En relación a la aplicación de motores térmicos solares para alimentar el proceso de desalación mediante OI, sólo se ha constatado hasta el momento la existencia de dos implementaciones prácticas de dicha combinación mediante sistemas SOFRETES. Ambos sistemas utilizan agua salobre como alimentación y captadores planos en el sistema solar térmico.

4 Referencias

- AGHAMOHAMMADI, M.; J. ZARINCHANG; M. YAGHOUBI. *Performance of a Solar Water Pump in Southern of Iran*. 2001. Disponible en <<http://wrweb.com/escap-ngo-profiles/images-ngo-profiles/iran-solar-images/iran-solar-water-pump.pdf>>. [Última consulta: 26 marzo 2004].
- AL-HADDAD, A. A.; E. ENAYA; M. A. FAHIM. Performance of a thermodynamic water pump. *Applied Thermal Engineering*. 1996, vol. 16, n° 4, p. 321-334.
- BAHADORI, MEHDI N. Solar water pumping. *Solar Energy*. 1978, vol. 21, p. 307-316.
- BOWMAN, T. E.; A. M. EL-NASHAR; B. H. THRASHER; A. A. HUSSEINY; A. J. UNIONE. Design of a small solar-powered desalination system. *Desalination*. 1981, vol. 39, p. 71-81.
- BURTON, R. A solar powered diaphragm pump. *Solar Energy*. 1983, vol. 31, n° 5, p. 523-525.
- BUTTI, K.; J. PERLIN. *Un hilo dorado. 2500 años de arquitectura y tecnología solar*. Prólogo de Amory Lovins. Traducción de José Corral. Primera edición en español. Madrid: Hermann Blume, 1985. 291 p. ISBN-84-7214-311-2.
- CHANDWALKER, K.; M. V. OPPEN. Solar Power for Irrigation. The Small Solar Thermal Pump: an Indian development. *Refocus*. 2001, vol. 2, n° 4, p. 24-26.
- CHILD, W. D.; A. E. DABIRI. *VARI-RO desalting pilot plant testing and evaluation. Final technical report*. Science Application International Corporation, San Diego: 1998.

- CHILDS, W. D.; A. E. DABIRI; H. A. AL-HINAI; H. A. ABDULLAH. VARI-RO solar powered desalting technology. *Desalination*. 1999, vol. 125, p. 155-166.
- CHILDS, W. D.; A. E. DABIRI. *VARI-RO solar-powered desalting study*. Middle East Desalination Research Center. Muscat, Sultanate of Oman : 2000. Disponible en <www.medrc.org>. [Última consulta: junio de 2006]
- CHILDS, W. D.; A. E. DABIRI. *VARI-RO desalting pilot plant advancement project. Testing and evaluation. Final technical report*. Science Application Internacional Corporation , San Diego: 2001.
- DEBASHIS DAS; M. RAM GOPAL. Studies on a metal hydride based solar water pump. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2004, vol. 29, p. 103-112.
- EL-NASHAR, A. M.; A. A. HUSSEINY. Design aspects of a solar assisted reverse osmosis desalting unit for urban communities. *Desalination*. 1980, vol. 32, p. 239-256.
- GARCÍA RODRÍGUEZ, L. Assessment of most promising developments in solar desalination. En: *Solar Desalination for the 21th Century*. Eds.: Luzzio Rizzuti y Hisham Ettouney. Springer-Varlag, 2006. Pendiente de publicación.
- HUSSEINY, A. A.; H. L. HAMESTER. Engineering design of a 6000 m³/day seawater hybrid RO-ED helio-desalting plant. *Desalination*. 1981, vol. 39, p. 171-172.
- JENNESS, J. R. Some considerations relative to a Solar-Powered Savery Water Pump. *Solar Energy*. 1961, vol. 5, p. 58-60.
- KLERK, G. B.; C. J. RALLIS. A solar powered, back-to-back liquid piston Stirling engine for water pumping. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2002, vol. 13, n° 2, p. 36-42.
- KLÜPPEL, R. P.; J. M. M. GURGEL. Thermodynamic cycle of a liquid piston pump. *Renewable Energy*. 1998, vol. 13, n° 2, p. 261-268.
- LIBERT, J. J.; A. MAUREL. Desalination and renewable energies – A few recent developments. *Desalination*. 1981, vol. 39, p. 363-372.
- MANKBADI, REDA R.; S. S. AYAD. Small-scale solar pumping: the technology. *Energy Conversion and Management*. 1988, vol. 28, n° 2, p. 171-184.
- MANOLAKOS, D.; G. MAKRIS; G. PAPADAKIS; S. KYRITSIS; K. BOUZIANAS. Autonomous Low-Temperature Solar Rankine Cycle System for Reverse Osmosis Desalination. EUROSUN 2004. The 5th ISES Europe Solar Conference. Friburgo (Alemania), 20-23 de junio de 2004.
- MANOLAKOS, D.; G. PAPADAKIS; E. S. MOHAMED; S. KYRITSIS; K. BOUZIANAS. Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination. *Desalination*. 2005, vol. 183, p. 73-80.
- MASSON, H.; J. P. GIRARDIER. Solar motors with flat-plate collectors. *Solar Energy*. 1966, vol. 10, n° 4, p. 165-169.
- NORTHRUP, C. J. M.; A. A. HECKES. A hydrogen – actuated pump. *Journal of the Less – Common Metals*. 1980, vol. 74, p. 419-426.

- ORDA, E.; K. MAHKAMOV. Development of “Low - tech” Solar Thermal Water Pumps for Use in Developing Countries. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2004, vol. 126, p. 768-773.
- PICKEN, D. J.; K. D. R. SEARE; F. GOTO. Design and development of a water piston solar powered steam pump. *Solar Energy*. 1997, vol. 61, n° 3, p. 219-224.
- PRUEITT, M. L. *Solar energy desalination system*. Estados Unidos, patente de investigación. US 6.804.962. 2004-10-19.
- PYTLINSKI, J. T. Solar energy installations for pumping irrigation water. *Solar Energy*. 1978, vol. 21, p. 255-262.
- QUICKENDEN, T. I.; K. M. HINDMARSH; K-G. TEOH. Experimental Study of the Minto Engine – A Heat Engine for Converting Low Grade Heat to Mechanical Energy. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2004, vol. 126, p. 661-667.
- RAJENDRA PRASAD, U. A.; M. PRAKASH MAIYA; S. SRINIVASA MURTHY. Parametric studies on a heat operated metal hydride based water pumping system. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2003, vol. 28, p. 429-436.
- RAJENDRA PRASAD, U. A.; M. PRAKASH MAIYA; S. SRINIVASA MURTHY. Metal hydride water pumping system for low head – high discharge applications. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2004, vol. 29, p. 501-508.
- RAO, D. P.; K. S. RAO. Solar water pump for lift irrigation. *Solar Energy*. 1976, vol. 18, p. 405-411.
- SHARMA, M. P.; G. SINGH. A low lift solar water pump. *Solar Energy*. 1980, vol. 25, p. 273-278.
- SOLOVEY, A. I.; V. P. FROLOV. Metal hydride heat pump for watering systems. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2001, vol. 26, p. 707-709.
- a) SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part I. A history of solar powered devices up to 1950. *Solar Energy*. 1989, vol. 43, n° 4, p. 191-196.
- b) SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part II. Research since 1950 – “conventional” engines up to 100 kW. *Solar Energy*. 1989, vol. 43, n° 4, p. 197-210.
- c) SPENCER, L. C. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: part III. Research since 1950 – “unconventional” engines up to 100 kW. *Solar Energy*. 1989, vol. 43, n° 4, p. 211-225.
- SPINDLER, K.; K. CHANDWALKER; E. HAHNE. Small solar (thermal) water pumping system. *Solar Energy*. 1996, vol. 57, n° 1, p. 69-76.
- SUDHAKAR, K.; M. M. KRISHNA; D. P. RAO. Analysis and simulation of a solar water pump for lift irrigation. *Solar Energy*. 1980, vol. 24, p. 71-82.
- SUMATHY, K.; A. VENKATESH; V. SRIRAMULU. Heat-transfer analysis of a flat-plate collector in a solar thermal pump. *Energy*. 1994, vol. 19, n° 9, p. 983-991.

SUMATHY, K.; A. VENKATESH; V. SRIRAMULU. The importance of the condenser in a solar water pump. *Energy Conversion and Management*. 1995, vol. 36, n° 12, p. 1167-1173.

a) SUMATHY, K.; A. VENKATESH; V. SRIRAMULU. Thermodynamic analysis of a solar thermal water pump. *Solar Energy*. 1996, vol. 57, n° 2, p. 155-161.

b) SUMATHY, K.; A. VENKATESH; V. SRIRAMULU. A Solar Thermal Water Pump. *Applied Energy*. 1996, vol. 53, p. 235-243.

c) SUMATHY, K.; A. VENKATESH; V. SRIRAMULU. Experimental studies on heat transfer in the flat-plate collector of a solar pump. *Renewable Energy*. 1996, vol. 9, p. 645-648.

SUMATHY, K. Experimental studies on a solar thermal water pump. *Applied Thermal Engineering*. 1999, vol. 19, p. 449-459.

WONG, Y. W.; K. SUMATHY. Solar thermal water pumping: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 1999, vol. 3, p. 185-217.

WONG, Y. W.; K. SUMATHY. Performance of a solar thermal water pump with n-pentane and ethyl ether as working fluids. *Energy Conversion and Management*. 2000, vol. 41, p. 915-927.

a) WONG, Y. W.; K. SUMATHY. Thermodynamic analysis and optimization of a solar thermal water pump. *Applied Thermal Engineering*. 2001, vol. 21, p. 613-627.

b) WONG, Y. W.; K. SUMATHY. Performance of a solar water pump with ethyl ether as working fluid. *Renewable Energy*. 2001, vol. 22, p. 389-394.

YOUM, I.; J. SARR; M. SALL; M. M. KANE. Renewable energy activities in Senegal: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2000, vol. 4, p. 75-89.

ZARZA MOYA, E. "Generación Directa de Vapor con Colectores Solares Cilindro Parabólicos. Proyecto DIRECT Solar Steam (DISS)". Tesis doctoral inédita. Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. Universidad de Sevilla. 7 de noviembre de 2003.

ZELLER, B. *Assesment of the economic performance of a solar thermal water pump for irrigation in semiarid India*. 2003. Disponible en <<http://www.troz.uni-hohenheim.de/research/Thesis/MScAES/Zellernew.pdf>> [Última consulta: 26 marzo 2004].

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 2

Selección del fluido de trabajo del ciclo Rankine solar con captador
cilindro-parabólico

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Selección del fluido de trabajo del ciclo Rankine solar con captador cilindro-parabólico

Resumen

En este capítulo se ha llevado a cabo una primera fase de la caracterización y diseño preliminar del motor térmico solar destinado a su acoplamiento con una unidad de desalación por ósmosis inversa. La tecnología solar térmica tratada es la media temperatura, concretada en el modelo de captador cilindro-parabólico LS-3 y en una configuración de generación directa de vapor. En base a criterios de seguridad y toxicidad, valores de sus parámetros críticos, disponibilidad de información termodinámica, normativas ambientales de uso y referencias bibliográficas que avalen su potencial uso como fluidos de trabajo del ciclo Rankine, se parte de un conjunto inicial formado por siete sustancias orgánicas y el agua.

Para cada una de las sustancias se ha determinado el rendimiento térmico del ciclo Rankine simple, tanto en el caso ideal como real. En el primero de ellos ha quedado de manifiesto la superioridad del agua frente al resto de las sustancias si bien al introducir los valores correspondientes del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor esta sustancia queda relegada a una posición menos ventajosa. También se ha determinado el rendimiento total del ciclo de potencia solar con cada una de las sustancias en el caso del ciclo Rankine ideal y una irradiancia solar de 850 W/m^2 . Los resultados obtenidos para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C indican que pueden alcanzarse rendimientos en torno al 26% con agua, de un 22%-23% con benceno y tolueno, un 20% con ciclohexano y entre un 18%-19% con heptano, octano, nonano y decano. Si se aumenta la temperatura de condensación hasta los 110°C – la cual permitiría un aprovechamiento del calor descargado en diferentes aplicaciones – los valores anteriores decrecen hasta un 18% con agua, un 15% con benceno y tolueno y entre el 12% y el 13% con ciclohexano, heptano, octano, nonano y decano.

Para el caso concreto de un ciclo cuya turbina de vapor generase 100 kW, la incorporación de los valores estimados para el rendimiento isoentrópico de la misma – 0.50 para el agua y 0.75 para el resto de fluidos – provoca que el tolueno y el benceno sean las sustancias que mejor rendimiento total proporcionen, si bien ésta última no resulta adecuada para su aplicación por su elevada toxicidad. Desde el punto de vista del rendimiento, el agua queda desplazada al último lugar en la práctica totalidad del intervalo de temperaturas de condensación y de evaporación analizado. La superficie de apertura necesaria para generar la potencia mecánica anterior se sitúa en algo menos de 700 m^2 y de 1000 m^2 en el intervalo de temperaturas de condensación del ciclo Rankine de 35°C – 110°C con tolueno para una irradiancia solar de 850 W/m^2 .

Índice de materias

RESUMEN	57
ÍNDICE DE MATERIAS	59
ÍNDICE DE FIGURAS	61
ÍNDICE DE TABLAS	65
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	67
SUBÍNDICES	68
SUPERÍNDICES	69
GLOSARIO DE SIGLAS	69
0 PRESENTACIÓN	71
1 EL MOTOR TÉRMICO SOLAR BASADO EN EL CICLO RANKINE SIMPLE	72
1.1 EL CICLO RANKINE SOLAR SIMPLE.....	73
1.1.1 <i>El ciclo Rankine orgánico (CRO)</i>	77
1.2 FLUIDOS DE TRABAJO.....	81
1.2.1 <i>Características deseables</i>	81
1.2.2 <i>Fluidos secos, húmedos e isentrópicos</i>	83
1.2.3 <i>Caracterización termodinámica de las sustancias consideradas. Ecuaciones de estado multiparamétricas</i>	84
1.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL CICLO RANKINE SOLAR.....	86
1.4 SELECCIÓN PREVIA DE SUSTANCIAS.....	87
2 MOTOR TÉRMICO CON CAPTADOR SOLAR DE MEDIA TEMPERATURA	90
2.1 CAPTADOR SOLAR TÉRMICO CONSIDERADO: CCP LS-3.....	90
2.2 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO DEL MOTOR TÉRMICO SOLAR CON EL CCP LS-3 IMPLEMENTADO CON TECNOLOGÍA GDV.....	93
2.3 FLUIDOS DE TRABAJO CONSIDERADOS.....	98
2.3.1 <i>Parámetros críticos, masas moleculares y puntos de ebullición y fusión normales</i>	98
2.3.2 <i>Carácter seco, húmedo o isentrópico de los fluidos considerados</i>	99
2.3.3 <i>Intervalos de variación de los parámetros de operación del ciclo y curvas de equilibrio líquido – vapor</i>	100
2.4 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	103
2.4.1 <i>Coefficiente de transferencia de calor y factor de eficiencia del captador en la etapa de precalentamiento</i>	104
2.4.2 <i>Coefficiente de transferencia de calor y factor de eficiencia del captador en la etapa de evaporación</i>	108
2.5 RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO RANKINE, RENDIMIENTO TOTAL Y SUPERFICIE DE APERTURA NECESARIA POR UNIDAD DE POTENCIA PRODUCIDA EN LA TURBINA DE VAPOR.....	114
2.5.1 <i>Resultados para el agua</i>	114
2.5.2 <i>Resultados para fluidos secos: benceno, ciclohexano, tolueno, heptano, octano, nonano y decano</i>	117
2.6 RENDIMIENTO TOTAL, SUPERFICIE DE APERTURA Y CAUDAL MÁSIKO DE UN SISTEMA DE 100 kW. COMPARACIÓN ENTRE FLUIDOS.....	125
2.7 SEGURIDAD Y TOXICIDAD.....	132
2.8 PRESELECCIÓN DE FLUIDOS.....	133
3 CONCLUSIONES	134
4 REFERENCIAS	135
5 BIBLIOGRAFÍA	138
ANEXO A: ECUACIONES DE ESTADO MULTIPARAMÉTRICAS Y CORRELACIONES PARA LA VISCOSIDAD DINÁMICA Y LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS FLUIDOS CONSIDERADOS	139

Índice de figuras

Figura 1-1. Esquema básico del proceso con fluido de transferencia de calor (HTF).	73
Figura 1-2. Esquema básico del proceso con generación directa de vapor (GDV).	74
Figura 2-1. Rendimiento del captador cilindro-parabólico LS-3 frente a la temperatura del tubo absorbedor para un valor nulo del ángulo de incidencia.	92
Figura 2-2. Factor de eficiencia del captador cilindro-parabólico LS-3 con el tubo absorbedor DISS en función de la temperatura del absorbedor y del coeficiente superficial de transferencia de calor para una temperatura ambiente de 25°C.	97
Figura 2-3. Derivada de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación para a) ciclohexano, benceno y tolueno y b) heptano, octano, nonano, decano y agua.	99
Figura 2-4. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de condensación.	102
Figura 2-5. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de evaporación.	103
Figura 2-6. Coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ del agua, benceno, ciclohexano, tolueno, heptano, octano, nonano y decano calculado mediante la correlación de Petukov (ec. 2-14) para $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en función de la temperatura promedio de precalentamiento $t_{precal}^{1 \rightarrow 1'}$	106
Figura 2-7. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del agua (a) y del ciclohexano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m ² y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.	111
Figura 2-8. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del benceno (a) y del tolueno (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m ² y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.	112
Figura 2-9. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del heptano (a) y del octano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m ² y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.	112
Figura 2-10. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del nonano (a) y del decano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m ² y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.	113
Figura 2-11. Título del vapor del estado 3 (x_3) y rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con agua como fluido de trabajo para a) $\eta_b = \eta_t = 1$ y b) $\eta_b = 0.75$ y $\eta_t = 0.50$	115
Figura 2-12. Para el ciclo Rankine con agua como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{cvap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de t_{cvap}	116
Figura 2-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con benceno como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.	118

Figura 2-14. Con benceno como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	118
Figura 2-15. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.	119
Figura 2-16. Con tolueno como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	119
Figura 2-17. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con ciclohexano como fluido de trabajo frente a la temperatura/presión de condensación y evaporación.....	120
Figura 2-18. Con ciclohexano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	120
Figura 2-19. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con heptano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación	121
Figura 2-20. Con heptano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	121
Figura 2-21. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con octano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.	122
Figura 2-22. Con octano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	122
Figura 2-23. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con nonano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación	123
Figura 2-24. Con nonano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	123
Figura 2-25. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con decano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.	124
Figura 2-26. Con decano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.....	124
Figura 2-27. Rendimiento total (η) obtenido con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.	126
Figura 2-28. Rendimiento total (η) obtenido con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.	127
Figura 2-29. Superficie de apertura necesaria (A_a) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.....	128

Figura 2-30. Superficie de apertura necesaria (A_a) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW. 129

Figura 2-31. Caudal másico necesario (q) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW. 130

Figura 2-32. Caudal másico necesario (q) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW. 130

Índice de tablas

Tabla 1-1. Rendimiento isoentrópico de las turbinas de vapor cuando utilizan vapor de agua o fluidos de mayor peso molecular. Adaptado de Stine y Geyer (2001).	79
Tabla 1-2. Sistemas de ciclo Rankine orgánico alimentados con energía solar térmica implementados y presentados por Angelino <i>et al.</i> (1984).....	89
Tabla 2-1. Valores de los coeficientes del coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor del captador cilindro-parabólico LS-3 (ec. 2-3). [Ajona, 2001, p. 29].....	92
Tabla 2-2. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal para cada uno de los fluidos considerados para el motor solar con captador cilindro-parabólico junto con la referencia de la que proceden.	98
Tabla 2-3. Intervalos de temperatura en los que el ciclohexano, benceno, tolueno, heptano, octano, nonano y decano muestran comportamiento húmedo y seco.....	100
Tabla 2-4. Intervalos de variación seleccionados de la temperatura y presión de condensación y evaporación para cada uno de los fluidos de trabajo considerados en el motor térmico solar con CCP.	101
Tabla 2-5. Diferencia relativa máxima en valor absoluto y en % entre los valores de la conductividad térmica y de la viscosidad dinámica del líquido comprimido	106
Tabla 2-6. Temperatura/presión de evaporación, rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento total, superficie de apertura, caudal másico y número de Reynolds con cada uno de los fluidos de trabajo y una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C.....	131
Tabla 2-7. Temperatura/presión de evaporación, rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento total, superficie de apertura, caudal másico y número de Reynolds con cada uno de los fluidos de trabajo y una temperatura de condensación en el ciclo de 110°C.....	131
Tabla 2-8. TLV-TWA, temperatura de autoignición y límites de explosividad de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con el captador cilindro-parabólico LS-3.....	132
Tabla A-1. Referencia y forma funcional de las ecuaciones de estado multiparamétricas utilizadas para el agua, nonano,	139
Tabla A-2. Referencia y forma funcional de las formulaciones utilizadas para el benceno, heptano, octano y ciclohexano.	140
Tabla A-3. Correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido saturado para los fluidos considerados.	141
Tabla A-4. Correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido comprimido para los fluidos considerados.....	142

Glosario de símbolos

a, b, c	coeficientes del coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor del captador cilindro-parabólico LS-3
A	función de Helmholtz [J]
A_a	superficie de apertura [m]
Bo	número de ebullición [adimensional]
C_g	factor de concentración geométrica [adimensional]
f	factor de fricción de Moody [adimensional]
F_e	grado de ensuciamiento de los espejos del captador [adimensional]
F'	factor de eficiencia del captador [adimensional]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
G	irradiancia solar [W/m ²]
h	entalpía específica [kJ/kg]
Δh_{vap}	entalpía de vaporización [kJ/kg]
h_c	coeficiente superficial de transferencia de calor [W/m ² ·K]
k	conductividad térmica [W/m·K]
K	modificador por ángulo de incidencia [adimensional]
M	masa molar [g/mol]
P	potencia [kW]
p	presión [kPa]
Pr	número de Prandtl [adimensional]
q	caudal másico [kg/s]
Q	calor cedido o absorbido por el fluido en el ciclo Rankine [kJ]
R	constante universal de los gases [J/mol·K]
Re	número de Reynolds [adimensional]
R11	denominación simbólico numérica del Triclorofluorometano
R12	denominación simbólico numérica del Diclorodifluorometano
R22	denominación simbólico numérica del Clorodifluorometano
R113	denominación simbólico numérica del 1,1,2-Triclorotrifluoretano
R114	denominación simbólico numérica del 1,2-Diclorotetrafluoretano
R123	denominación simbólico numérica del 2,2-Dicloro-1,1,1-Trifluoretano
R125	denominación simbólico numérica del Pentafluoretano
R134a	denominación simbólico numérica del 1,1,1,2-Tetrafluoretano
R141b	denominación simbólico numérica del 1,1, Dicloro, 1 Fluoretano
R152a	denominación simbólico numérica del 1,1-Difluoretano
R227ea	denominación simbólico numérica del 1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano
R245fa	denominación simbólico numérica del 1,1,1,3,3-Pentafluoropropano
s	entropía específica [kJ/kg·K]
T	temperatura [K]
t	temperatura [°C]
U	coeficiente de pérdidas térmicas [W/m ² ·K]
W	trabajo cedido o absorbido por el fluido en el ciclo Rankine [kJ]
x	título del vapor [adimensional]
ε	rugosidad [μm]

η	rendimiento [adimensional]
Φ	función de Helmholtz adimensional [adimensional]
ϕ	flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor hacia el fluido [kW/m ²]
δ	densidad reducida [adimensional]
τ	temperatura reducida inversa [adimensional]
ρ	densidad [kg/m ³]
θ	ángulo de incidencia [rad]
μ	viscosidad dinámica [Pa·s]

Subíndices

<i>amb</i>	relativo a la temperatura ambiente
<i>b</i>	relativo a la irradiancia solar directa o al rendimiento isoentrópico de la bomba
<i>c</i>	relativo al punto crítico
<i>precal</i>	relativo al proceso de precalentamiento
<i>CST</i>	relativo al captador solar térmico
<i>comp</i>	relativo al líquido comprimido
<i>cond</i>	relativo al proceso de condensación en el ciclo Rankine
<i>d</i>	relativo a la irradiancia solar difusa
<i>e</i>	relativo al diámetro externo del tubo absorbedor
<i>evap</i>	relativo al proceso de evaporización en el ciclo Rankine
<i>f</i>	relativo al fluido que circula por el interior del tubo absorbedor
<i>i</i>	relativo al diámetro interno del tubo absorbedor
<i>L</i>	relativo al coeficiente de pérdidas térmicas del absorbedor al ambiente
<i>0</i>	relativo al coeficiente de pérdidas térmicas del fluido al ambiente
<i>op</i>	relativo a la temperatura de operación media del captador
<i>opt</i>	relativo al rendimiento óptico
PEN	relativo al punto de ebullición normal
PFN	relativo al punto de fusión normal
Q	relativo al calor
<i>r</i>	relativo al parámetro de reducción de la densidad o la temperatura
<i>R</i>	relativo al ciclo Rankine
<i>sat</i>	relativo al estado de saturación
<i>t</i>	relativo al rendimiento isoentrópico de la turbina
W	relativo a trabajo

Superíndices

1, 1', 2, 3, 3' 4	estados del ciclo Rankine
0	relativo a la contribución de gas ideal de la función de Helmholtz
<i>r</i>	relativo a la contribución residual de la función de Helmholtz
<i>evap</i>	relativo al proceso de evaporación del ciclo Rankine
<i>D-B</i>	relativo a la correlación de Dittus - Boelter
<i>precal</i>	relativo al proceso de precalentamiento del ciclo Rankine
<i>v</i>	relativo al vapor
<i>l</i>	relativo al líquido
RK	relativo al ciclo Rankine

Glosario de siglas

ACGIH	American Conference of Governmental Industrial Hygienists
CCP	Captador Cilindro-Parabólico
CFC	Clorofluorocarburos
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
CST	Captador Solar Térmico
DISS	DIrect Solar Steam
GDV	Generación Directa de Vapor
HCFC	Hidroclorofluorocarburos
HTF	Heat Transfer Fluid
NIST	National Institute of Standards and Technology
OI	Ósmosis Inversa
PEN	Punto de Ebullición Normal
PFN	Punto de Fusión Normal
TLV	Threshold Limit Value
TV	Turbina de Vapor
TWA	Time Weighted Average

Capítulo 2. Selección del fluido de trabajo del ciclo Rankine solar con captador cilindro-parabólico

0 Presentación

En este capítulo se aborda una primera fase del diseño preliminar de un sistema de producción de energía mecánica a partir de energía solar térmica al que nos referiremos como motor térmico solar (MTS). Dicho motor estará basado en el ciclo termodinámico de Rankine y deberá ser capaz de satisfacer las necesidades energéticas en forma de trabajo mecánico de una unidad de ósmosis inversa. La aportación de energía en forma de calor al motor se lleva a cabo mediante un captador solar térmico, en concreto, un captador cilindro-parabólico (CCP).

Se realiza el análisis termodinámico del ciclo con diferentes fluidos de trabajo con el objetivo de determinar cual o cuáles pueden ser los más apropiados para la aplicación concreta. Los criterios en base a los que se realiza el análisis comparativo de sustancias en este capítulo serán:

- El rendimiento total del sistema formado por el captador solar térmico y el ciclo termodinámico de Rankine, lo que está directamente relacionado con la superficie de apertura necesaria y por lo tanto con el coste de la instalación.
- Aspectos relacionados con la seguridad y la toxicidad.
- Las características de transferencia de calor, cuantificadas mediante la estimación del coeficiente superficial de transferencia de calor en el proceso de calentamiento.
- La curva de equilibrio líquido – vapor.

En la sección 1 se caracteriza el ciclo Rankine solar considerado con dos posibles esquemas básicos de implementación: el esquema de Fluido de Transferencia de Calor (*Heat Transfer Fluid*, HTF) y el esquema de Generación Directa de Vapor (GDV). También en esta sección se presentan las características deseables del fluido de trabajo de

un sistema como el que se trata, así como las ecuaciones de estado que se utilizan para caracterizar termodinámicamente las sustancias consideradas. Se fijan los intervalos de variación de las condiciones de operación del ciclo y se realiza una pequeña revisión de las sustancias citadas en la literatura que se han utilizado o que se consideran apropiadas para actuar como fluidos de trabajo del ciclo termodinámico.

En la sección 2 se realiza el diseño preliminar del motor térmico solar con un captador cilindro-parabólico mediante tecnología GDV. En una primera parte se caracteriza el CCP considerado – que será el modelo LS-3 con tubos absorbedores DISS – para luego dar y caracterizar el conjunto de sustancias que se consideran como posibles fluidos de trabajo. Se calculan y se realiza la comparación entre fluidos de los valores de los parámetros que se consideran más importantes en esta fase del estudio: rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de fluido en el interior del tubo absorbedor. En base a los criterios anteriores y a las características de seguridad y toxicidad que también se dan se realizará la preselección final del o de los fluidos que se propondrán para el diseño algo más detallado del motor térmico solar que proporcione las necesidades energéticas en forma de trabajo mecánico de una unidad de desalación por ósmosis inversa. Se considerará posteriormente la posibilidad de utilizar el calor descargado en el ciclo para incrementar la producción de agua dulce en procesos de destilación o en el precalentamiento de la alimentación del sistema de ósmosis inversa. En este sentido, en este capítulo se analizará un amplio intervalo de temperaturas de condensación.

Hoy en día existen bases de datos de propiedades termodinámicas de sustancias y paquetes de software capaces de simular el ciclo Rankine. Sin embargo, la disponibilidad de correlaciones termodinámicas más actuales y precisas así como la especificidad de la aplicación que aquí se persigue y su perspectiva futura motiva que el software necesario para la obtención de los resultados anteriores haya sido desarrollado por el autor.

1 El motor térmico solar basado en el ciclo Rankine simple

En esta sección arranca el diseño preliminar del motor térmico solar que se acoplará a la unidad de ósmosis inversa. En esta primera etapa del diseño se considera que el ciclo en el que se basa dicho motor es el ciclo Rankine simple, esto es, el ciclo Rankine con vapor saturado. Por tanto, en esta etapa no se consideran las etapas de sobrecalentamiento y regeneración en el ciclo. De esta forma se evita trabajar con el volumen de información que supondría establecer las mejores condiciones de operación del ciclo con las modificaciones anteriores para ocho fluidos diferentes. Esto se hará en el siguiente capítulo con los fluidos que se consideren más idóneos.

1.1 El ciclo Rankine solar simple

En el ciclo Rankine solar simple un captador solar térmico transforma en su receptor la energía de la radiación solar que llega a su apertura en energía térmica que es cedida al fluido de trabajo en el proceso de calentamiento. La transferencia de la energía térmica al fluido de trabajo del ciclo puede realizarse de dos formas, correspondiendo cada una de ellas a dos tecnologías diferentes que a continuación se explican brevemente:

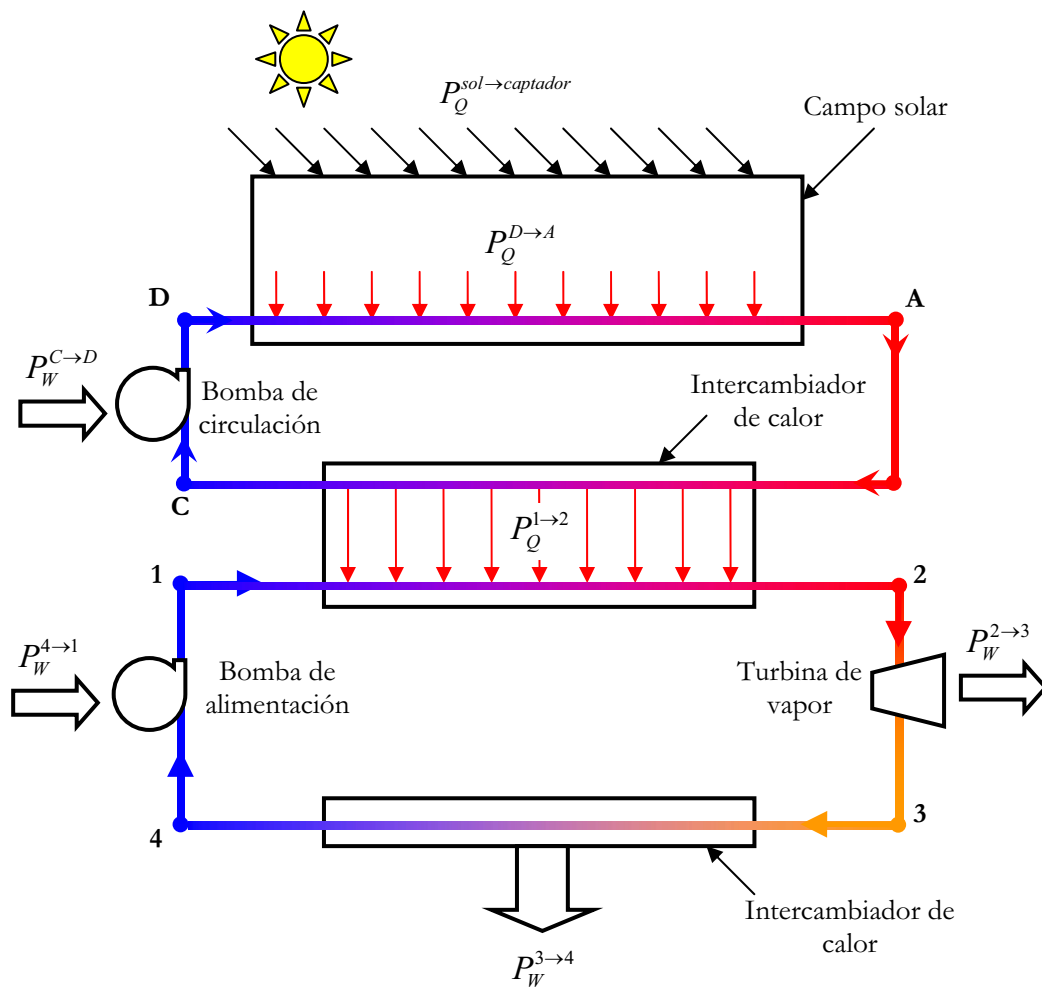


Figura 1-1. Esquema básico del proceso con fluido de transferencia de calor (HTF).

1. De forma que parte de la energía adquirida en forma de calor por el fluido portador en el captador sea transferida mediante un intercambiador de calor al fluido de trabajo que experimenta el ciclo termodinámico de Rankine. A esta configuración se le suele denominar de fluido de transferencia de calor (HTF, *Heat Transfer Fluid*) y su esquema básico es el mostrado en la Figura 1-1. Como se observa, en esta configuración el circuito de captación es diferente al circuito del propio ciclo termodinámico de Rankine.

- Haciendo circular el fluido de trabajo del ciclo termodinámico de Rankine directamente por el interior del absorbedor del captador solar térmico. Durante dicha circulación el fluido de trabajo del ciclo absorbe la energía térmica extraída de la radiación solar por el captador y se evapora en el interior del propio absorbedor. A esta configuración se le denomina Generación Directa de Vapor (GDV) y su esquema básico es el de la Figura 1-2.

Del simple examen de las dos figuras se pueden deducir las diferencias esenciales entre ambas configuraciones desde el punto de vista termodinámico y económico. Para idénticas condiciones de operación del ciclo Rankine, idéntica potencia neta desarrollada por el mismo y el mismo modelo de captador solar térmico utilizado en el campo solar, la tecnología GDV implica un mayor rendimiento y un menor coste de inversión. El primero de los aspectos es una consecuencia de la menor temperatura de operación necesaria del captador solar, lo que favorece su rendimiento.

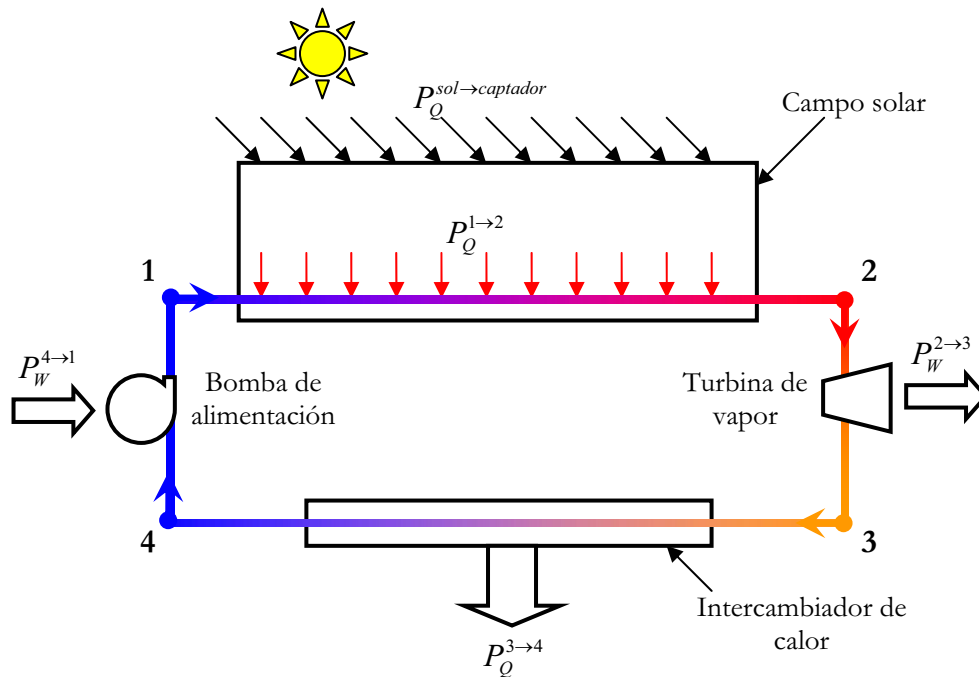


Figura 1-2. Esquema básico del proceso con generación directa de vapor (GDV).

El segundo aspecto se debe a una menor superficie de apertura necesaria en el campo solar (motivado por el aumento de rendimiento del captador solar), y a la eliminación de la bomba de circulación del campo solar y del intercambiador de calor que acopla el circuito del fluido portador y el circuito del fluido de trabajo del ciclo Rankine. La configuración del proceso GDV representada en la Figura 1-2 responde al proceso denominado de Un-Solo-Paso, el más simple desde el punto de vista conceptual respecto a los procesos de inyección y recirculación. Para un conocimiento más detallado de la tecnología GDV, de sus diferentes configuraciones y procesos cuando se lleva a cabo con

captadores cilindro-parabólicos, se remite al lector al estudio de Zarza (2003) en el que también es posible encontrar información sobre la tecnología HTF.

El ciclo Rankine solar simple (sin sobrecalentamiento) representado en las figuras anteriores está compuesto por los cuatro procesos termodinámicos siguientes en el caso del ciclo ideal:

- 1 \rightarrow 2. Calentamiento a presión constante ($p_1 = p_2$) del fluido de trabajo desde un estado de líquido comprimido o subenfriado (1) hasta un estado de líquido saturado en ausencia de vapor (1') para posteriormente tener lugar la evaporación completa de dicho líquido hasta el estado de vapor saturado seco (2). Este proceso tiene lugar mediante la absorción por parte del fluido de una cantidad de calor $Q_{1 \rightarrow 2}$.
- 2 \rightarrow 3. Expansión isoentrópica ($s_2 = s_3$) del vapor en el estado 2 hasta un estado 3 de mezcla bifásica líquido – vapor de título de vapor x_3 o un estado de vapor sobrecalentado. Lo anterior dependerá del signo de la pendiente de la curva de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s de la sustancia que experimenta el ciclo y/o de las condiciones de operación del mismo. Mediante este proceso el sistema cede energía en forma de trabajo ($W_{2 \rightarrow 3}$), extraíble mediante una turbina de vapor (TV) u otro dispositivo diseñado para tal fin.
- 3 \rightarrow 4. Cesión de calor ($Q_{3 \rightarrow 4}$) a presión constante ($p_3 = p_4$) desde un estado 3 hasta un estado 4 de líquido saturado. En función de la pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s de la sustancia y/o de las condiciones de operación del ciclo termodinámico, la cesión de calor tendrá lugar: a) primeramente desde un estado 3 de vapor sobrecalentado hasta un estado (3') de vapor saturado para luego proseguir con la condensación hasta el estado 4 de líquido saturado o b) desde un estado 3 de mezcla bifásica líquido-vapor se producirá la condensación del vapor saturado hasta el estado 4 de líquido saturado en ausencia de vapor.
- 4 \rightarrow 1. Compresión isoentrópica ($s_4 = s_1$) del líquido saturado (4) a la presión de condensación hasta alcanzar el estado de líquido comprimido o subenfriado (1) a la presión de calentamiento del ciclo. Este proceso tiene lugar mediante el consumo por parte del sistema de energía en forma de trabajo ($W_{4 \rightarrow 1}$).

Se considerarán despreciables las variaciones tanto de energía potencial como cinética del fluido de trabajo a lo largo del ciclo.

Como se ha mencionado en la presentación de este capítulo, el objetivo del mismo es la preselección de posibles fluidos de trabajo del ciclo Rankine solar del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica. Esta preselección se hace, entre otros criterios, en base al rendimiento total del sistema compuesto por el ciclo Rankine y el captador solar térmico de que se trate. Este rendimiento total se define, en régimen permanente, como el cociente entre la potencia mecánica neta desarrollada por el sistema y la potencia radiante sobre la superficie de apertura del captador solar.

El rendimiento térmico del ciclo Rankine depende de las condiciones de operación del ciclo y de la sustancia de trabajo que lo experimente. En el caso del ciclo Rankine simple con vapor saturado y con una sustancia pura como fluido de trabajo, dichas condiciones de operación son la temperatura o presión de condensación y la temperatura o presión de evaporación. En efecto, el rendimiento térmico del ciclo Rankine representado en las dos figuras anteriores y cuyos procesos se han detallado en los párrafos anteriores, tiene la forma de la (ec. 1-1):

$$\eta_R = \frac{|P_w^{4 \rightarrow 1} + P_w^{2 \rightarrow 3}|}{P_Q^{1 \rightarrow 2}} = \frac{|P_w^{2 \rightarrow 3}| - P_w^{4 \rightarrow 1}}{P_Q^{1 \rightarrow 2}}$$

ec. 1-1

siendo $P_w^{2 \rightarrow 3}$ la energía por unidad de tiempo cedida en forma de trabajo en el proceso de expansión $2 \rightarrow 3$, $P_w^{4 \rightarrow 1}$ la energía por unidad de tiempo consumida en forma de trabajo en el proceso de compresión $4 \rightarrow 1$ y $P_Q^{1 \rightarrow 2}$ la energía por unidad de tiempo absorbida en forma de calor en el proceso de calentamiento $1 \rightarrow 2$. En régimen estacionario el rendimiento térmico expresado por la ec. 1-1 no depende del caudal másico (q) de fluido de trabajo. Por lo tanto, y puesto que cada uno de los intercambios de calor y de trabajo que se producen en el ciclo suceden en sistemas abiertos, el rendimiento térmico expresado por la ec. 1-1 depende de las variaciones de la entalpía específica o molar en cada uno de los procesos que componen el ciclo.

Por otra parte, el rendimiento de un captador solar térmico (η_{CST}) que opera en régimen permanente se define como el cociente entre la energía térmica extraída por el fluido portador en su circulación por el interior del absorbedor y la energía radiante que incide sobre la superficie de apertura del captador solar, ambas cantidades evaluadas sobre un mismo período de tiempo. Este cociente se suele expresar en función de la temperatura de operación media (T_{op}) del captador, de la irradiancia solar que incide sobre la superficie de apertura del captador (G) y del ángulo de incidencia (θ):

$$\eta_{CST} = \eta_{CST}(T_{op}, G, \theta)$$

ec. 1-2

Dependiendo del factor de concentración geométrica del captador solar (C_g) el valor de la irradiancia necesario en la ec. 1-2 coincidirá con el valor de la irradiancia global, de la directa o de una combinación de la directa y la difusa. En el caso de un captador cilindro – parabólico se utiliza la irradiancia solar directa.

De acuerdo con las definiciones anteriores, el rendimiento (η) expresado por la ec. 1-3 es el rendimiento total del sistema formado por el ciclo Rankine y el captador solar térmico en la configuración GDV. También coincidiría formalmente con el de la configuración HTF si en éste último caso no se tuviese en cuenta la bomba de circulación del campo, el intercambiador de calor y las conducciones que unen ambos equipos:

$$\eta = \eta_R \times \eta_{CST}$$

ec. 1-3

Dado un captador solar térmico, el intervalo de temperaturas alcanzable por el fluido que circula por el interior de su absorbedor es característico de dicho captador. Este hecho impone una restricción sobre la temperatura máxima alcanzable por el fluido de trabajo del ciclo termodinámico de Rankine. Por otra parte, la mínima temperatura a la que se produce la cesión de potencia térmica en el ciclo termodinámico de Rankine está condicionada por la temperatura ambiente o por el ulterior uso que se haga de dicha potencia térmica. Además, la utilización de una determinada sustancia como fluido de trabajo del ciclo termodinámico de Rankine implica otra serie de restricciones relacionadas, fundamentalmente, con los parámetros relativos a su punto crítico y con su curva de equilibrio líquido-vapor. Por lo tanto, en el diseño preliminar de cualquier motor térmico solar existe una serie de factores que interactúan entre sí de forma importante por lo que dicho diseño debe realizarse de forma integral.

1.1.1 El ciclo Rankine orgánico (CRO)

El ciclo Rankine (y sus correspondientes modificaciones) con agua como fluido de trabajo ha sido y es uno de los ciclos básicos de funcionamiento de las instalaciones para producción de electricidad de forma centralizada. La máxima temperatura del vapor en estos ciclos suele encontrarse en torno a los 540°C, lo que se consigue de forma convencional mediante la combustión de combustibles fósiles, mediante el aprovechamiento de la energía térmica cedida por los gases de escape de una instalación de turbina de gas o mediante el aprovechamiento de la energía térmica cedida por un reactor nuclear. Sin embargo, cuando se trata de aprovechar comercialmente fuentes térmicas con temperaturas inferiores a los 350°C – 400°C para la producción de potencia o cuando se requiere un esquema de generación distribuida (muchas unidades que

producen menor potencia) el agua deja de ser una sustancia rentable como fluido de trabajo del ciclo. En esos casos el uso de un fluido orgánico como fluido de trabajo (ciclo Rankine orgánico, CRO) se convierte en una opción ventajosa con respecto al ciclo con agua. El mejor ejemplo de esta situación se encuentra en el aprovechamiento de fuentes de calor de naturaleza geotérmica donde el CRO ha sido y es ampliamente utilizado. Tras esta aplicación figura el aprovechamiento de calor residual procedente de diversas industrias y de las plantas convencionales de generación de potencia, encontrándose en progresión su utilización en plantas de cogeneración con biomasa. Como aplicación menos desarrollada e implantada comercialmente se encuentran los sistemas alimentados con energía solar térmica de media e incluso baja temperatura.

Las principales ventajas de utilizar una sustancia orgánica en lugar de agua como fluido de trabajo de un sistema basado en el ciclo Rankine son fundamentalmente las siguientes:

- Debido a la gran cantidad de fluidos orgánicos y mezclas de éstos susceptibles de ser utilizados como fluidos de trabajo del CRO, esta opción presenta una mayor flexibilidad desde el punto de vista de la adaptación del ciclo a las características de la fuente de calor que se quiera aprovechar y a la aplicación que se necesite satisfacer energéticamente.
- Es posible obtener rendimientos del CRO aceptables cuando se incluye el proceso de recuperación de calor del flujo procedente de la turbina de vapor.
- Gran parte de los fluidos orgánicos presentan la característica de una pendiente positiva de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s. Esta característica confiere importantes ventajas operativas a este tipo de sustancias como fluidos de trabajo de un CRO, fundamentalmente cuando la extracción de trabajo se produce mediante una turbina de vapor. En ese caso no tiene lugar la condensación del vapor durante el proceso de expansión en la turbina, evitándose así el deterioro adicional de los álabes de la misma y la necesidad de una etapa de sobrecalentamiento en el ciclo.
- El mayor peso molecular de los compuestos orgánicos susceptibles de ser utilizados como fluidos de trabajo del CRO tiene una serie de implicaciones importantes respecto al diseño y rendimiento de la turbina en comparación con la utilización del agua como fluido de trabajo. Por un lado, debido al menor volumen específico del vapor para una misma potencia desarrollada se obtienen unas velocidades de salida del vapor menores lo que posibilita la utilización de una sola etapa de expansión en el caso de unidades de pequeña potencia. Por otro lado, el salto entálpico isoentrópico a disposición de la turbina en el caso de los fluidos orgánicos con un peso molecular superior al del agua es menor lo

que implica, para una misma potencia de salida, un mayor caudal másico de vapor y por tanto, mayores áreas de sección de las toberas. Esto representa una ventaja importante en el caso de unidades de pequeña potencia pues se favorece la admisión completa. Estos factores (entre otros) hacen que el rendimiento interno de las turbinas de vapor que operan con fluidos de alto peso molecular en relación al agua sea mayor que el de una turbina de vapor que opere con agua en el intervalo de potencias pequeñas. Esto se muestra en la Tabla 1-1 (Stine y Geyer, 2001).

Tabla 1-1. Rendimiento isoentrópico de las turbinas de vapor cuando utilizan vapor de agua o fluidos de mayor peso molecular. Adaptado de Stine y Geyer (2001).

Potencia (kW)	Vapor de agua	Fluido de alto peso molecular
10-100	0.25-0.50	0.60-0.75
200-500	0.30-0.50	0.75-0.80
1000-5000	0.50-0.70	0.75-0.80

En cuanto a las configuraciones, Angelino y Colonna (2000b) destacan la ventaja del CRO saturado sobre el CRO supercrítico al necesitar el primero un intercambiador de calor primario más simple y barato que el segundo. Además, el CRO supercrítico necesita de un sobrecalentador y el incremento de rendimiento que se obtiene no es importante, a lo que se suma la operación a presiones más elevadas que en el CRO saturado. Sin embargo, dependiendo de la aplicación y de la temperatura crítica del fluido de trabajo puede ser necesaria la configuración supercrítica. De hecho, en el marco del Programa de Desarrollo de los Ciclos Térmicos (*Heat Cycle Research Program*) impulsado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos, Bliem y Mines (1989) identificaron la utilización del ciclo Rankine supercrítico como uno de los avances que conllevarían una mejora en la operación de las plantas de producción de electricidad mediante energía geotérmica. Junto a la utilización del ciclo supercrítico también se identificó la utilización de mezclas no-azeotrópicas de fluidos orgánicos (alcanos e hidrocarburos halogenados), del flujo a contracorriente en todos los intercambiadores de calor, del proceso de recuperación de calor cuando la temperatura mínima del fluido geotérmico tras el proceso de intercambio de calor está limitada y por último, la expansión en la turbina de vapor a través de la zona de equilibrio líquido – vapor. Este programa estaba dedicado específicamente a la investigación teórica y experimental de las posibles mejoras en los ciclos Rankine para el aprovechamiento de yacimientos geotérmicos. Se destaca aquí la importante cantidad de documentos generados como consecuencia de la realización del mencionado programa, fundamentalmente a cargo de C. J. Bliem, G. L. Mines y O. Demuth, muchos de los cuales pueden localizarse en el sitio web de Información Científica y Técnica del Departamento de Energía [www.osti.gov/bridge/].

El especial énfasis que se ha hecho en esta sección sobre la investigación de los ciclos Rankine con fluidos orgánicos para el aprovechamiento de yacimientos geotérmicos está motivado por la similitud que existe entre dichos ciclos y la configuración HTF del motor térmico solar. Basta con identificar el flujo del fluido geotérmico con el flujo del fluido de transferencia de calor en el sistema con energía solar térmica para apreciar la equivalencia relativa de ambos sistemas. Por lo tanto, el conocimiento existente en la actualidad acerca de la aplicación de los CRO en el campo de la energía geotérmica puede ser útil a la hora de analizar su aplicación en el campo de la energía solar térmica.

Los principales inconvenientes del uso de sustancias orgánicas como fluido de trabajo del ciclo Rankine están relacionados, principalmente, con la estabilidad térmica y química y con la toxicidad de dichas sustancias. En este sentido, Curran (1981) realiza las siguientes observaciones:

- La descomposición química del fluido orgánico puede generar gases no condensables que empeoran la transferencia de calor en el condensador y compuestos líquidos y gaseosos que pueden dañar por corrosión los materiales que componen los equipos. Dicha descomposición química puede deberse a la reacción del fluido orgánico con el lubricante del motor. Además, el aumento de temperatura del fluido en el ciclo aumenta la probabilidad de que ocurran reacciones químicas por lo que en determinadas condiciones el ritmo al que se producen éstas podría ser inadmisibles.
- La selección del lubricante requiere un conocimiento previo del fluido orgánico y de los materiales que se van a utilizar para la construcción de los equipos. El aumento de temperatura favorece la reacción química entre el fluido de trabajo y el lubricante, en lo que también influye el tipo de material que se encuentre en contacto con ambas sustancias, la cantidad de aire y humedad presente y los aditivos que contenga el lubricante.
- La posibilidad de mezcla (grado de miscibilidad) entre el fluido orgánico y el aceite lubricante depende de las características de ambos fluidos y de la temperatura. Si se alcanza un valor de la temperatura tal que ambos fluidos son totalmente miscibles, las propiedades de la mezcla, como por ejemplo, la presión de vapor y la viscosidad, son diferentes a las de los dos componentes por separado.
- Se aconseja la realización de tests de estabilidad térmica dinámicos de la sustancia susceptible de ser utilizada como fluido de trabajo. Esto se debe hacer previamente al diseño final y construcción del motor térmico.
- Se considera apropiado el uso de intercambiadores de calor de superficie para el proceso de condensación cuando la presión a la que se realiza dicho proceso no

sea inferior a los 10 kPa. Por debajo de ese valor los condensadores de mezcla son más adecuados.

Curran (1981) da una lista representativa en términos de tamaños, fluidos de trabajo utilizados y aplicaciones de un total de 2150 motores basados en el ciclo Rankine orgánico que usan 16 fluidos de trabajo diferentes. Las potencias de salida oscilan entre 0.1 kW y 1120 kW y utilizan preferentemente turbinas de vapor como dispositivos de generación de potencia mecánica.

En la presente memoria se considera que el acoplamiento entre el ciclo de potencia solar y la unidad de OI tiene lugar mediante un dispositivo del tipo anterior (turbina de vapor). Sin embargo, esto no implica que no puedan considerarse otro tipo de máquinas como los motores de vapor compactos. Información algo más detallada sobre las posibilidades de acoplamiento pueden encontrarse en [Bruno, 2006].

En cuanto a los fluidos de trabajo normalmente utilizados en los CRO, en la siguiente sección se tratará de forma más detallada este aspecto pues será uno de los criterios a la hora de establecer el conjunto de sustancias a analizar como posibles fluidos de trabajo de las configuraciones de motor térmico solar que se proponen en la presente memoria.

1.2 Fluidos de trabajo

1.2.1 Características deseables

Las características deseables que debe poseer el fluido de trabajo de un sistema basado en ciclo Rankine van en la dirección de obtener el mayor rendimiento, una operación segura del sistema y el menor coste posible del mismo. Lo anterior está condicionado por las características de la fuente de calor que vaya a suministrar la energía térmica al ciclo, en concreto, si se trata de una fuente de baja, media o alta temperatura. De forma más concreta, el fluido de trabajo debe poseer, en la medida de lo posible, las siguientes características:

- Unas propiedades termodinámicas que maximicen el rendimiento del ciclo. Entre ellas se encuentra una capacidad térmica isóbara baja en la región de líquido comprimido o subenfriado de forma que el proceso de absorción de calor en el ciclo se produzca en su mayor parte de forma isoterma durante el proceso de evaporación cuando el fluido sea una sustancia pura.

- Una pendiente nula ($ds/dT = 0$) de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s de la sustancia, lo que evitaría la condensación en el proceso de extracción del trabajo generado en el ciclo si $ds/dT < 0$ y la cesión de calor de forma no isoterma desde un estado de vapor sobrecalentado hasta un estado de vapor saturado seco si $ds/dT > 0$.
- Volúmenes específicos bajos a lo largo de todo el ciclo, fundamentalmente en los procesos de cesión de trabajo y calor, para evitar tamaños excesivamente grandes de la bomba, turbina de vapor e intercambiadores de calor.
- Una curva de equilibrio líquido – vapor:
 1. Que de lugar a presiones de calentamiento moderadas. Este aspecto es importante por razones de seguridad y de índole económico pues se evitan costes de inversión elevados de algunos equipos.
 2. Que pueda dar lugar a presiones de condensación superiores a la presión atmosférica si se desea evitar así las posibles entradas de aire al sistema y la operación en condiciones de vacío parcial.
 3. Que asegure el estado líquido del fluido en condiciones ambientales, lo que facilita su manejo y almacenamiento.
- Una curva de equilibrio sólido – líquido tal que no se produzca la congelación del fluido cuando se alcance la temperatura ambiente más baja en el lugar de operación del sistema.
- Estabilidad térmica asegurada en las condiciones de operación de máxima temperatura.
- Buenas propiedades de transporte: alta conductividad térmica, baja viscosidad y tensión superficial.
- Baja o nula toxicidad, inflamabilidad y poder corrosivo. También resulta conveniente la compatibilidad entre el fluido y los materiales de uso habitual que componen el sistema para evitar así la utilización de materiales costosos.
- Bajo coste y fácil disponibilidad.

Por último, se destaca aquí la importancia de disponer de una buena caracterización termodinámica y de propiedades de transporte de la sustancia especialmente cuando de realizar estudios preliminares se trate.

1.2.2 Fluidos secos, húmedos e isoentrópicos

En la sección anterior se ha señalado lo deseable de una pendiente vertical de la línea correspondiente al vapor saturado en el diagrama T-s de la sustancia. En la literatura especializada suele denominarse a los fluidos con una pendiente positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s (ds/dT) como *fluidos secos*, a los de pendiente negativa, *fluidos húmedos* y a los de pendiente nula – línea de vapor saturado vertical – *fluidos isoentrópicos*. Estas definiciones surgen del estado del vapor tras el proceso de expansión isoentrópica en el ciclo Rankine ideal. Según Tabor y Bronicki (1964, p. 114-115), en primera aproximación la pendiente de la curva de entropía del vapor saturado de una sustancia en su diagrama T-s depende del número de átomos en la molécula que compone dicha sustancia. Sustancias compuestas por moléculas con un número de átomos entre cinco y diez darían lugar a pendientes aproximadamente nulas de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s [Tabor y Bronicki, 1964, p. 103].

Primando la rigurosidad se considera más correcto hablar, en la presente memoria, de regiones de temperatura de equilibrio líquido – vapor en las que el fluido de trabajo se considera seco, húmedo o isoentrópico. En efecto, es posible encontrar fluidos en los que la pendiente de la línea de entropía del vapor saturado se anule para dos valores de la temperatura de saturación diferentes como en el caso del benceno y fluidos como el agua en los que dicha pendiente mantiene su signo negativo a lo largo de todo el intervalo de temperaturas de equilibrio líquido – vapor característico. Además, en la literatura específica, la simple caracterización de un fluido como seco, húmedo o isoentrópico suele venir acompañada por un parámetro de tipo cuantitativo como lo puede ser un promedio del valor de la pendiente de la línea de vapor saturado a lo largo de todo el intervalo de temperaturas de equilibrio líquido – vapor o como lo es el adoptado por Liu *et al.* (2004, p. 1210). Estos autores aproximan la pendiente de la línea de entropía del vapor saturado en términos de la entalpía de vaporización, la temperatura de evaporación, la capacidad térmica isóbara del líquido comprimido y la temperatura crítica. Sin embargo, este tipo de criterios plantea el problema de la ausencia de un convenio respecto a qué valores de dicho parámetro cuantitativo definen un comportamiento seco, húmedo o isoentrópico. Un ejemplo del efecto de adoptar enfoques como el anterior se encuentra en relación al R123, considerado como fluido seco por Hung (2001, p. 550) y como fluido isoentrópico por Liu *et al.* (2004, p. 1210) y también en relación al R134a, considerado como isoentrópico por Hung *et al.* (1997) y que sin embargo, como se verá en un capítulo posterior, será considerado como húmedo en la presente memoria.

En este capítulo y los dos siguientes se calculará la pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s para cada una de las sustancias consideradas en el intervalo de temperaturas de equilibrio líquido – vapor comprendido entre los 0°C y la temperatura crítica (T_c), pudiéndose determinar así el carácter seco, húmedo o isoentrópico de dichas

sustancias en los intervalos de temperaturas de operación definidos para la aplicación concreta que aquí se trata.

1.2.3 Caracterización termodinámica de las sustancias consideradas. Ecuaciones de estado multiparamétricas

En la actualidad, la precisión en la simulación de los procesos que tienen lugar en una instalación energética o química es una cuestión de gran importancia tanto por motivos económicos como ambientales. Una parte fundamental de dichas simulaciones es la correcta caracterización termodinámica de las sustancias que se encuentran involucradas en los procesos que tienen lugar en el interior de la instalación como los cambios de fase y los procesos de transferencia de calor. Sin embargo, en muchas ocasiones no se dispone de los datos de propiedades termodinámicas, de propiedades de transporte, de equilibrio químico, etc.,... para los valores de los parámetros de operación del proceso (temperatura y presión generalmente) o se desea realizar un análisis del proceso mediante la variación de determinados parámetros característicos. En esos casos es necesario recurrir a las correlaciones y a los diferentes métodos disponibles para la predicción de los valores de las propiedades necesarias. Entre éstos métodos se encuentran los basados en el principio de los estados correspondientes y en la contribución de grupos, los cuales complementan un determinado cuerpo teórico con datos obtenidos experimentalmente.

Existe otro tipo de métodos basados de forma exclusiva en la información experimental que se tiene de la sustancia. A partir de dicha información y mediante técnicas de ajuste relativamente complejas es posible obtener una función que se identifica con uno de los potenciales termodinámicos o con la ecuación térmica de estado de la sustancia y que depende de un determinado número de parámetros, generalmente superior a doce. A este tipo de ecuaciones se les denomina *ecuaciones de estado multiparamétricas* y en la actualidad se formulan, en su gran mayoría, en términos de la función de Helmholtz, A . Esta función se expresa separada en una parte que da cuenta del hipotético comportamiento ideal de la sustancia – contribución de gas ideal ($\Phi^0(\delta, \tau)$) – y en otra parte que describe el comportamiento real del fluido – contribución residual ($\Phi^r(\delta, \tau)$) –. Ambas contribuciones se suelen expresar en función de la inversa de la temperatura reducida ($\tau = T_r/T$) y de la densidad reducida ($\delta = \rho/\rho_r$), siendo en general los valores críticos los parámetros de normalización:

$$\frac{A}{RT} = \Phi(\delta, \tau) = \Phi^0(\delta, \tau) + \Phi^r(\delta, \tau)$$

ec. 1-4

La obtención de $\Phi^0(\delta, \tau)$ es simple si se dispone de una buena expresión para la capacidad térmica isóbara a presiones bajas [Span, 2000, p. 18-23] de forma que es en el cálculo de la contribución residual $\Phi^r(\delta, \tau)$ donde se centran los esfuerzos en el desarrollo de estas ecuaciones. Esta contribución residual suele venir expresada como suma de términos polinomiales y exponenciales [Span, 2000, p. 23-25] a los que se les puede añadir otra serie de términos con el fin de mejorar la representación del comportamiento termodinámico del fluido en las cercanías de su punto crítico [Span, 2000, p. 31-34]. Esto sucede, por ejemplo, en el caso del agua [Wagner y Pruß, 2002, p. 429], del aire seco [Lemmon *et al.*, 2000] y del CO₂ [Span y Wagner, 1996].

Dentro de las ecuaciones de estado multiparamétricas, las que mayor precisión exhiben se denominan *ecuaciones de estado de referencia* y son capaces de describir todos los datos experimentales disponibles de propiedades termodinámicas de la sustancia dentro de su incertidumbre experimental. Estas ecuaciones se obtienen mediante un proceso de ajuste a los datos experimentales y de optimización de la forma funcional de la ecuación.

En el presente capítulo – y a lo largo de la presente memoria – se han utilizado ecuaciones de estado multiparamétricas para modelar termodinámicamente las sustancias puras tratadas. En concreto, la ecuación utilizada para el agua [Wagner y Pruß, 2002] se encuentra en el grupo de las *ecuaciones de estado de referencia de muy alta precisión (highly accurate reference equations of state)* – el cual se encuentra formado por ecuaciones para cinco sustancias más [Span *et al.*, 2001, p. 7] –. Las ecuaciones utilizadas para las restantes sustancias se encuentran dentro del tipo de *ecuaciones de estado para aplicaciones técnicas*. Las formas funcionales de estas ecuaciones se pueden consultar en las tablas A-1 y A-2 del Anexo A.

El procedimiento seguido para la resolución de la condición de equilibrio líquido – vapor es el propuesto por Span (2000, p. 54-56), diseñado para su aplicación cuando se trabaja con ecuaciones de estado multiparamétricas. En ese caso es necesario disponer de valores iniciales de la presión de saturación y de las densidades del vapor y del líquido saturado de forma que cuanto más cercanos estén estos valores a los finales más rápida será la convergencia del método. La estimación de dichos valores iniciales se puede hacer mediante correlaciones específicas para las propiedades anteriores, las cuales pueden venir dadas junto con la ecuación de estado multiparamétrica. En los casos en los que esto no es así se ha buscado en la bibliografía una correlación específica para la sustancia de que se trate y en otros se ha aplicado algún método – también existente en la bibliografía – para construir la correlación anterior a partir de determinados puntos característicos de la sustancia.

La tendencia actual en el desarrollo de ecuaciones de estado multiparamétricas se orienta hacia el estudio de las mezclas y la obtención de formas funcionales de la ecuación de estado optimizadas de forma simultánea para un determinado conjunto de sustancias. A la hora de utilizar esta forma funcional para el cálculo de las propiedades termodinámicas únicamente habría que escoger los valores de los coeficientes calculados específicamente para la sustancia en cuestión. Algunas de estas ecuaciones son las desarrolladas por Span y Wagner (2003a, 2003b), Lemmon y Span (2006) y Sun y Ely (2004). En todos los casos anteriores se da una forma funcional común para determinados fluidos polares y otra forma funcional común para determinados fluidos no polares.

1.3 Condiciones de operación del ciclo Rankine solar

En cuanto a los intervalos de variación de las temperaturas y presiones de condensación y evaporación en el ciclo Rankine simple, éstos se seleccionarán para cada sustancia de trabajo considerada de forma que se cumplan las siguientes condiciones:

- Dado que se contempla la posible utilización de la potencia térmica cedida del ciclo solar para el precalentamiento del agua de alimentación de una unidad de ósmosis inversa, la mínima temperatura de condensación no será en ningún caso inferior a 35°C.
- En cuanto a la máxima temperatura de condensación, su elección contempla dos posibilidades en base a los criterios que a continuación se exponen. Además de para precalentar el agua de alimentación de una unidad de ósmosis inversa, se contempla también la posibilidad de utilizar la potencia térmica cedida del ciclo en otro tipo de aplicaciones que requieran una temperatura de condensación superiores como agua caliente sanitaria, refrigeración por absorción, destilación de agua de mar por procesos convencionales o mediante destilación por membranas. También se señala la posibilidad de introducir un ciclo Rankine de baja temperatura para la producción de electricidad destinada a auxiliares. En base a lo anterior en este capítulo se tomará un valor de 110°C como límite superior para la temperatura de condensación como valor representativo. Por otra parte, se considera deseable que el proceso de condensación tenga lugar a una presión superior a la atmosférica por lo que también se considerará la posibilidad de una temperatura de condensación algo superior a la del punto de ebullición normal.
- En ningún caso la presión a la que se produce el calentamiento superará los 5000 kPa. Se considera éste un valor sobradamente razonable para la presión

en el interior de los tubos absorbedores del captador solar térmico en el caso de que el ciclo solar responda a un esquema GDV o para la presión en el interior del intercambiador de calor cuando el ciclo solar responda a un esquema HTF. Excepcionalmente, y con propósito comparativo, se podrá suponer una presión de calentamiento de hasta 10 MPa cuando el fluido de trabajo sea agua en una configuración GDV y se utilicen los tubos absorbedores DISS .

- Dado que el ciclo termodinámico en estudio es el ciclo Rankine simple subcrítico, en cualquier caso la máxima temperatura de evaporación en el ciclo solar se encontrará por debajo de la temperatura crítica de la sustancia que experimente el ciclo.

A las condiciones y criterios anteriores habrá que añadir la limitación propia que impone cada modelo de captador en cuanto a la máxima temperatura alcanzable por el fluido en el ciclo. Dado que en esta fase del diseño preliminar se está suponiendo una configuración del ciclo Rankine sin sobrecalentamiento, la máxima temperatura alcanzable por el fluido en el ciclo será la temperatura de saturación a la que se produce la evaporación. La limitación del valor anterior viene impuesta por el límite superior de temperaturas recomendado a la que puede operar el captador solar concreto de que se trate y, como ya se ha dicho, la temperatura crítica de la sustancia.

1.4 Selección previa de sustancias

Obviamente, el número de sustancias puras existentes que pueden actuar como fluidos de trabajo de un ciclo Rankine es enorme, lo que impide afirmar categóricamente que un determinado conjunto de ellas represente la mejor selección posible de las mismas sin haberse explorado su práctica totalidad. Lo anterior explica que con el análisis comparativo de sustancias no se pretenda en este capítulo determinar de forma absoluta cual es el mejor fluido de trabajo del ciclo Rankine para la aplicación concreta que aquí se trata. Por lo tanto, las razones por las que el conjunto previo de sustancias puras que se tomará – tanto en la configuración de baja temperatura en un capítulo posterior como en la de media temperatura – esté formada por determinadas sustancias y no por otras se realizará en base a los siguientes aspectos:

1. Valores de sus parámetros críticos (temperatura y presión) pues este aspecto está relacionado con la máxima temperatura alcanzable en el ciclo que a su vez está condicionado por la tecnología de captador solar que se considere.

2. Referencias existentes en la bibliografía en las que se haya considerado a dichas sustancias como posibles fluidos de trabajo del ciclo Rankine, preferentemente para su aplicación con energía solar térmica de baja y media temperatura o en las que se consideren como potenciales fluidos de trabajo de dicho ciclo. De esta forma se tendrá el respaldo de propuestas realizadas con anterioridad.
3. Posibilidad del futuro uso de las sustancias de acuerdo con la normativa actual sobre sustancias ya retiradas o en vías de desaparición como consecuencia de su negativo impacto sobre el medio ambiente. De esta forma se evitará considerar sustancias ya prohibidas o en vías de prohibición como sucede en algunas referencias existentes relativas al tema.
4. Seguridad y toxicidad.
5. Disponibilidad de una buena caracterización termodinámica, lo que dará mayor fiabilidad a los resultados y a su interpretación.

La selección previa en base a los criterios anteriores garantiza al menos que las sustancias preseleccionadas sean relativamente apropiadas para su uso como fluidos de trabajo del ciclo Rankine. Lo que resta de esta sección se centra en los puntos segundo y tercero de la lista anterior, teniéndose en cuenta los restantes en secciones posteriores.

Angelino *et al.* (1984) presentan una serie de sistemas basados en CRO, siete de los cuales operan con un aporte de energía térmica procedente de captadores solares térmicos y cuyas características se presentan en la Tabla 1-2. Otros fluidos empleados en los sistemas CRO para el aprovechamiento de fuentes geotérmicas y calor residual son el diclorobenceno y el tricloroetileno. Angelino *et al.* (1984, p. 471-474) realizan una comparación dentro de la serie de alcanos (C_nH_{2n+2}) con $n=4$ hasta $n=10$ con el objeto de ilustrar como, para unas mismas condiciones de operación, la elección de un fluido u otro afecta al diseño y operación de los diferentes componentes del CRO.

Hung *et al.* (1997) consideran como fluidos candidatos de un ciclo Rankine para el aprovechamiento de calor residual al benceno, R134a, amoníaco, R11, R12 y el R113. Además de los cuatro últimos, Stine y Geyer (2001) consideran al isobutano, decano y tolueno como fluidos de trabajo potenciales del ciclo Rankine solar para producción de electricidad. Sin embargo, el R11, R12 y el R113 son compuestos tipo clorofluorocarburos (CFC), los cuales tienen prohibida su venta y utilización desde octubre del año 2000 (Navarro *et al.*, 2003, p. 6). En un trabajo posterior, Hung (2001) considera también al tolueno, p-xileno y R123 además del benceno y el R113. El R123 es una sustancia tipo hidroclofluorocarburo (HCFC), cuyo uso se encuentra prohibido en todos los equipos fabricados o en instalaciones realizadas a partir de enero de 2004 (Navarro *et al.*, 2003, p. 6).

Tabla 1-2. Sistemas de ciclo Rankine orgánico alimentados con energía solar térmica implementados y presentados por Angelino *et al.* (1984).

Año	Captador solar térmico	Fluido de trabajo	Temp. máx. en el ciclo (°C)	Temp. mín. en el ciclo (°C)	Potencia (kW)
1976	Plano	Tetracloroetileno	75	30	4
1977	Plano	Tetracloroetileno	75	30	4
1977	Lente de Fresnel	Tetracloroetileno	75	40	3
1978	Cilindro-parabólico	Tetracloroetileno	75	40	3
1980	Cilindro-parabólico	C ₈ F ₁₆ (Flutec-PP5)	280	40	45
1982	Concentración en un solo eje	Monoclorobenceno	177	33	8
1982	Plano	Tetracloroetileno	83	30	12

Gawlik y Hassani (1998) estudian el efecto del fluido de trabajo sobre el coste de la electricidad producida mediante un ciclo Rankine orgánico en una planta geotérmica. Se consideran las mezclas {propano + isopentano} e {isobutano + hexano} y las sustancias puras propano, isobutano e isopentano. Price y Hassani (2002) estudian en profundidad la posibilidad de la combinación del CRO con la tecnología de captadores solares cilindro-parabólicos para la producción de electricidad. En dicho estudio se considera al pentano puro y las mezclas {pentano + isobutano}, {pentano + isohexano} e {isohexano + isobutano}.

Maizza y Maizza (2001) dan una lista de 24 sustancias que consideran potenciales fluidos de trabajo del CRO. Además, según estos autores, no es aconsejable el uso de sustancias con una temperatura crítica inferior a los 385 K como fluidos de trabajo del CRO. De la lista propuesta por Maizza y Maizza (2001, p. 383) es posible descartar los compuestos tipo CFC y HCFC por las razones aducidas en un párrafo anterior y las sustancias con una temperatura crítica inferior a los 385 K. Hecho lo anterior restan las siguientes sustancias puras como fluidos de trabajo potenciales para un CRO: cloruro de metilo, HFC-152a e isobutano.

Liu *et al.* (2004) consideran, además de algunos de los fluidos ya mencionados, el etanol, el pentano y el HFE 7100 (nombre comercial del 1-metoxinonafluorobutano) como fluidos de trabajo de un ciclo Rankine para recuperación de calor residual mientras que Köhler y Saadat (2003) tratan un CRO con isobutano.

Angelino y Colonna (1998) demuestran la utilidad de las mezclas como fluidos de trabajo del CRO. La elección de la naturaleza y número de los componentes de la mezcla puede ser una herramienta útil para adaptar el ciclo a la aplicación específica que se trate. Se presenta un ejemplo con mezcla de siloxanos para una temperatura máxima en el ciclo de 350°C y también se considera al pentano puro y una mezcla {50% butano + 50% hexano} para el aprovechamiento de una fuente geotérmica de 140°C. En un trabajo posterior, Angelino y Colonna (2000b) tratan la idoneidad del CRO para aprovechar el

calor generado en una planta piloto de celda de combustible de carbonato fundido. Las sustancias consideradas en este estudio como fluidos de trabajo fueron el tolueno, benceno, p-xileno, butano, pentano, hexafluorobenceno, siloxanos puros y mezclas de éstos. Esta última opción se considera interesante para aplicaciones de alta temperatura dada la gran estabilidad térmica de estas mezclas y lo atractivo que resulta la variación de temperatura de la mezcla durante el cambio de fase. La mezcla compuesta por hexametildisiloxano, octametiltrisiloxano y decametiltetrasiloxano es tratada de forma específica por Angelino y Colonna (2000a) para la recuperación del calor residual de la planta de celda de combustible con carbonato fundido. Se considera la composición de dicha mezcla como un parámetro de optimización importante.

Por último, Soffientini *et al.* (2003) presentan las propiedades y posibles aplicaciones del HFC-245fa entre las que se encuentra el CRO, mencionándose también la posibilidad del desarrollo del CRO solar. Este fluido está llamado a suceder al HCFC-141b.

Los fluidos escogidos en este capítulo para su análisis comparativo como fluidos de trabajo del ciclo Rankine solar son: agua, tolueno, benceno, ciclohexano, heptano, octano, nonano y decano.

2 Motor térmico con captador solar de media temperatura

2.1 Captador solar térmico considerado: CCP LS-3

Dentro de la familia de modelos comerciales de captadores cilindro-parabólicos el modelo LS-3 es uno de los captadores de mayor tamaño y ha sido utilizado en algunas de las grandes plantas solares termoeléctricas instaladas en California (desierto de Mojave) entre 1984 y 1990. Además, ha sido el CCP seleccionado para ratificar la viabilidad técnica del proceso de generación directa de vapor realizada en el marco del proyecto DISS. Datos como los anteriores avalan la selección de este modelo de CCP para conformar la parte solar del sistema de desalación mediante energía solar térmica. Se trata de un modelo de CCP que puede catalogarse como de “gran tamaño”, con una anchura de parábola de 5.76 m y una longitud de cada concentrador de 11.98 m. Estas dimensiones son las mismas que las del CCP EUROTROUGH. Entre los CCP comerciales de menor tamaño se puede citar el IND300 (1.3 x 6 m). El rendimiento del CCP LS-3 viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{LS3}(\bar{T}_{abs}, G_b, \theta) = \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\theta) \cdot F_e - \frac{U_L^{abs}}{C_g} \frac{(\bar{T}_{abs} - T_{amb})}{G_b}$$

ec. 2-1

donde $\eta_{opt,0^\circ}$ es el rendimiento óptico del captador para un ángulo de incidencia nulo, F_e es el grado de ensuciamiento de los espejos del captador, C_g el factor de concentración geométrica, θ el ángulo de incidencia de la radiación solar directa, G_b la irradiancia solar directa, \bar{T}_{abs} la temperatura media del tubo absorbedor y T_{amb} la temperatura ambiente [Zarza, 2003, cap. 1, p. 34-37]. El factor $K(\theta)$ es el modificador por ángulo de incidencia y en el caso del CCP LS-3 viene definido de la siguiente forma [Zarza, 2003, cap. 1, p. 36]:

i	k_i
0	1
1	$-2.23073 \cdot 10^{-4}$
2	$-1.1 \cdot 10^{-4}$
3	$3.18596 \cdot 10^{-6}$
4	$-4.85509 \cdot 10^{-8}$

$$K(\theta) = \begin{cases} \sum_{i=0}^4 k_i \cdot \theta^i & \text{si } 0^\circ < \theta < 80^\circ \\ 0 & \text{si } 85^\circ < \theta < 90^\circ \end{cases}$$

ec. 2-2

En la ec. 2-1 U_L^{abs} es el coeficiente de pérdidas térmicas referido a la unidad de área del tubo absorbedor. Este coeficiente se suele expresar como un polinomio en la diferencia de temperaturas entre el tubo absorbedor y la temperatura ambiente:

$$U_L^{abs} = a + b \cdot (\bar{T}_{abs} - T_{amb}) + c \cdot (\bar{T}_{abs} - T_{amb})^2 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

ec. 2-3

En el caso del CCP LS-3, Ajona (2001, p. 29) proporciona los valores de los coeficientes a, b y c de la ec. 2-3 para el tubo absorbedor original que se montó con dicho captador (Tabla 2-1). Dicho tubo absorbedor está compuesto de acero inoxidable (321H), tiene un diámetro exterior de 70 mm y se encuentra alojado de forma concéntrica en un tubo de vidrio.

En el marco del proyecto DISS se modificaron algunas características de los tubos absorbedores del CCP LS-3. En concreto, se utilizó otro material para el tubo y se modificó el espesor de la pared del mismo. Ambas actuaciones se encaminaron a mejorar la resistencia del tubo frente a las presiones y gradientes térmicos que tendría que soportar cuando en su interior se realizase el proceso de generación directa de vapor de agua a presiones de hasta 10 MPa. De esta forma, los tubos absorbedores DISS están fabricados en acero de baja aleación con un diámetro interior/exterior de 50/70 mm.

Tabla 2-1. Valores de los coeficientes del coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor del captador cilindro-parabólico LS-3 (ec. 2-3). [Ajona, 2001, p. 29].

	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
$\bar{t}_{abs} < 200^{\circ}C$	0.687257	0.001941	$2.6 \cdot 10^{-5}$
$200^{\circ}C < \bar{t}_{abs} < 300^{\circ}C$	1.433242	-0.00566	$4.6 \cdot 10^{-5}$
$\bar{t}_{abs} > 300^{\circ}C$	2.895474	-0.0164	$6.5 \cdot 10^{-5}$

Como se ha dicho, los valores de la Tabla 2-1 se calcularon a partir de datos experimentales obtenidos con el CCP LS-3 con su tubo absorbedor original. Las modificaciones introducidas en el tubo absorbedor durante el proyecto DISS no suponen diferencia alguna entre los dos tubos absorbedores desde el punto de vista de las pérdidas térmicas. Esto es así debido a que el recubrimiento selectivo del tubo, la cubierta de vidrio y el diámetro externo es el mismo en los dos casos [Zarza, 2006]. Por lo tanto, en este capítulo se utilizará la expresión para el rendimiento del CCP LS-3 dada por la ec. 2-1 y la expresión para el coeficiente global de pérdidas térmicas del tubo absorbedor dado por la ec. 2-3 con los valores de la Tabla 2-1.

Los valores seleccionados para el resto de parámetros necesarios para la evaluación del rendimiento del captador son: rendimiento óptico $\eta_{opt,0^{\circ}} = 0.77$, grado de ensuciamiento $F_e = 0.967$ y razón de concentración geométrica $C_g = 26.2$. En la Figura 2-1 se ha representado el rendimiento del CCP LS-3 en función de la temperatura del tubo absorbedor para los valores de los parámetros anteriores y un valor nulo del ángulo de incidencia.

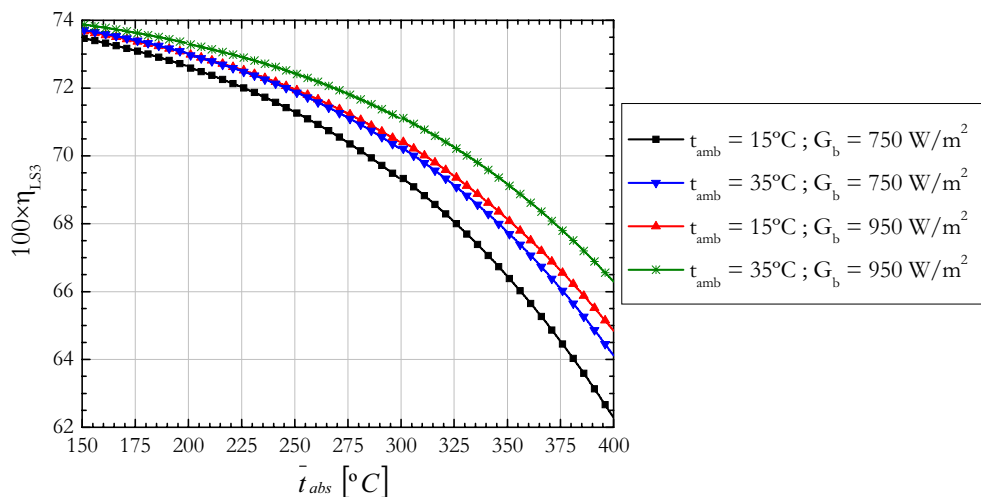


Figura 2-1. Rendimiento del captador cilindro-parabólico LS-3 frente a la temperatura del tubo absorbedor para un valor nulo del ángulo de incidencia.

2.2 Cálculo del rendimiento del motor térmico solar con el CCP LS-3 implementado con tecnología GDV

El rendimiento del captador LS-3 expresado por la ec. 2-1 viene dado en función de la temperatura del absorbedor. Sin embargo, en el análisis que se va a llevar a cabo en este capítulo se toman como variables conocidas las condiciones de operación del ciclo Rankine, esto es, la temperatura de condensación y de evaporación en el ciclo, lo que hace posible determinar la temperatura promedio de calentamiento del fluido en el interior de los tubos absorbedores del captador. Dado que no se dispone del rendimiento del captador LS-3 en términos de la temperatura promedio de calentamiento del fluido se hace necesaria la utilización del *factor de eficiencia del captador* F' , definido como la relación entre la energía útil suministrada por el captador solar y la energía que podría suministrar si el absorbedor estuviese a la temperatura media del fluido en el captador (AENOR, 2001, p. 38). De acuerdo con la definición anterior, si \bar{T}_f es la temperatura media del fluido en el captador durante el proceso de calentamiento, se cumplirá la ec. 2-4:

$$A_a \cdot G_b \cdot \eta_{CCP}(\bar{T}_{abs}, G_b, \varphi) = F' \cdot A_a \cdot G_b \cdot \eta_{CCP}(\bar{T}_f, G_b, \varphi)$$

ec. 2-4

donde A_a es la superficie de apertura del captador solar térmico.

En relación al factor de eficiencia del captador (F') conviene aquí hacer la siguiente aclaración. En la literatura especializada es posible encontrar dicho factor definido como la relación entre la energía útil suministrada por el captador y la que podría suministrar si el absorbedor estuviese a la temperatura local del fluido [Tiwari, 2002, p. 123], [Duffie y Beckman, 1991, p. 271]. Sin embargo, según la norma UNE relativa al vocabulario de energía solar el factor de eficiencia del captador es la relación entre la energía útil suministrada por un captador y la energía que podría suministrar si el absorbedor estuviese a la temperatura media del fluido en el captador. De hecho, Duffie y Beckman (1991) exponen que el factor que relaciona la energía útil suministrada por el captador y la que podría suministrar si el absorbedor estuviese a la temperatura promedio de calentamiento del fluido sería aproximadamente el mismo que el factor de eficiencia del captador tal como ellos lo definen y coincidiría con F' si la temperatura del fluido a lo largo del captador creciese linealmente con la distancia [Duffie y Beckman, 1991, p. 316].

En el análisis que se lleva a cabo en el presente capítulo se hará uso del factor de eficiencia del captador F' y de la temperatura promedio de calentamiento del fluido en el captador de acuerdo a la definición de la norma UNE y como indica Ajona (2001, p. 23-26). A ésta última temperatura también se la denotará como \bar{T}_f .

En el caso de un absorbedor cilíndrico, como lo es el del CCP LS-3, el factor de eficiencia del captador se expresa como el cociente entre el coeficiente de pérdidas térmicas desde el fluido que circula por el interior del absorbedor al ambiente U_0 y el coeficiente de pérdidas térmicas del absorbedor al ambiente U_L (ec. 2-5) [Duffie y Beckman, 1991, p. 339]:

$$F' = \frac{U_0}{U_L}$$

ec. 2-5

donde

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2 \cdot k} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \right]^{-1}$$

ec. 2-6

siendo h_c el coeficiente superficial de transferencia de calor entre la pared interna del tubo absorbedor y el fluido y k , d_e y d_i la conductividad térmica, el diámetro externo y el diámetro interno del tubo absorbedor respectivamente. De las dos expresiones anteriores se deduce que el factor de eficiencia del captador depende de las características geométricas del absorbedor, de la conductividad térmica del material que lo compone, de su temperatura y del fluido que circula por su interior a través del coeficiente superficial de transferencia de calor h_c . Si el coeficiente de transferencia de calor h_c se evalúa a la temperatura promedio de calentamiento entonces es posible resolver la ec. 2-7, obtenida a partir de la definición dada por la ec. 2-4, para un valor dado de la irradiancia solar directa y del ángulo de incidencia:

$$\eta_{CCP}(\bar{T}_{abs}, G_b, \theta) - F' \cdot \eta_{CCP}(\bar{T}_f, G_b, \theta) = 0$$

ec. 2-7

lo que da como resultado la temperatura del absorbedor y por ende, el rendimiento del captador cuando por el interior de su tubo absorbedor circula un fluido determinado que se calienta con una temperatura promedio de calentamiento \bar{T}_f .

Si en el proceso total de calentamiento existe una etapa de precalentamiento o de sobrecalentamiento en la que el fluido se encuentra en un estado monofásico y una etapa de evaporación en la que el fluido se encuentra en un estado bifásico, dichas etapas deben tratarse por separado, es decir, la ec. 2-7 debe ser resuelta para cada una de las dos situaciones. Este último caso es el que se presenta en las instalaciones solares térmicas que

operan según un proceso de generación directa de vapor en los tubos absorbedores del captador solar térmico.

Considérese ahora el cálculo del rendimiento total de un sistema que genera potencia mecánica mediante un ciclo Rankine simple cuyo proceso de calentamiento tiene lugar en el interior de los tubos absorbedores de un captador solar térmico como el CCP LS-3. Dicho rendimiento total se define entonces mediante la ec. 2-8:

$$\eta = \frac{|P_W^{RK}|}{A_a \cdot G_b}$$

ec. 2-8

donde P_W^{RK} es la potencia mecánica neta cedida en el ciclo termodinámico de Rankine.

En el caso del ciclo Rankine simple sin etapa de sobrecalentamiento existirá una zona del captador en la que el fluido permanece en estado monofásico en el interior del tubo absorbedor (zona de precalentamiento) hasta alcanzar la temperatura de saturación correspondiente a la presión a la que se encuentra el líquido y una zona del captador en la que se produce la evaporación total del líquido. Como se ha señalado en párrafos anteriores, en ese caso se debe realizar el tratamiento del rendimiento del captador solar térmico con la ayuda del factor de eficiencia del captador de forma separada en las dos regiones anteriores. Por lo tanto en la zona de precalentamiento se tendrá, para un ángulo de incidencia nulo ($\theta = 0$) por simplicidad:

$$\frac{q \cdot \Delta h^{precal}}{A_a^{precal} \cdot G_b} = (F')^{precal} \cdot \eta_{CCP} \left(\left(\bar{T}_f \right)^{precal}, G_b \right)$$

ec. 2-9

y en la zona de evaporación:

$$\frac{q \cdot \Delta h^{evap}}{A_a^{evap} \cdot G_b} = (F')^{evap} \cdot \eta_{CCP} \left(\left(\bar{T}_f \right)^{evap}, G_b \right)$$

ec. 2-10

siendo q el caudal másico de fluido circulando por el interior del tubo absorbedor, Δh la variación de entalpía específica del mismo, ya sea en la zona de precalentamiento o en la zona de evaporación y A_a^{precal} y A_a^{evap} las superficies de apertura correspondientes a la zona de precalentamiento y evaporación respectivamente y que satisfacen $A_a = A_a^{precal} + A_a^{evap}$.

Por otra parte, el rendimiento térmico del ciclo Rankine simple sin sobrecalentamiento (η_R) viene dado por la ec. 2-11:

$$\eta_R = \frac{|P_W^{RK}|}{P_{Q,absorbida}^{RK}} = \frac{|P_W^{RK}|}{q \cdot (\Delta h^{precal} + \Delta h^{evap})}$$

ec. 2-11

Con el conjunto de ecuaciones anteriores es posible determinar el rendimiento total dado por la ec. 2-8 mediante el procedimiento de cálculo que se explica en el siguiente párrafo.

Una vez determinadas las condiciones de operación del ciclo Rankine y el fluido de trabajo del mismo es posible calcular su rendimiento térmico en condiciones estacionarias sin necesidad de conocer el caudal másico. Ésta última cantidad se determinará de forma que se asegure un régimen turbulento en el interior del tubo absorbedor y que la turbina de vapor proporcione la potencia mecánica demanda por el núcleo de la unidad de ósmosis inversa. Con el caudal másico conocido y con una correlación adecuada para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor es posible resolver la ec. 2-7 en cada una de las dos zonas (precalentamiento y evaporación) para un valor dado de la irradiancia solar directa (G_b) y del ángulo de incidencia (θ), lo que llevará a la determinación de la superficie de apertura necesaria en las dos zonas y por ende la superficie de apertura total necesaria. Con esta última cantidad es posible la utilización de la ec. 2-8 para la estimación del rendimiento total.

El proceso anterior se podrá simplificar cuando F' esté lo suficientemente cerca de la unidad como para poder admitir el error que se cometería en el rendimiento del captador si se considerase que su valor es la unidad. En ese caso no sería necesaria la resolución de la ec. 2-7. Por lo tanto, resulta interesante conocer el comportamiento de dicho factor F' previamente a la realización del cálculo expresado mediante las ecuaciones anteriores. Esto es lo que se visualiza en la Figura 2-2, en la que se ha representado el factor de eficiencia del captador LS-3 dado por la ec. 2-5 para una temperatura ambiente de 25°C. El coeficiente global de pérdidas térmicas U_0 ha sido evaluado mediante la ec. 2-6 con un valor de la conductividad térmica del tubo absorbedor de 38 W/m·K y valores de los diámetros interior y exterior de 0.05 m y 0.07 m correspondientes al tubo absorbedor del captador CCP LS-3 instalado en la PSA en el marco del proyecto DISS. El coeficiente de pérdidas térmicas desde el tubo absorbedor al ambiente U_L utilizado para la obtención de la Figura 2-2 es el dado por la ec. 2-3. Como se observa, F' decrece cuando se reduce el coeficiente de transferencia de calor entre la pared interna del tubo absorbedor y el fluido y aumenta la temperatura del tubo absorbedor. Este comportamiento cualitativo es el esperado para este coeficiente pues para una temperatura fija del tubo absorbedor un coeficiente superficial de transferencia de calor

bajo implica una diferencia de temperaturas alta entre el fluido y la pared interna del tubo. Por otra parte, supuesto un coeficiente superficial de transferencia de calor constante, un aumento de la temperatura del absorbedor implica también un aumento de la diferencia de temperaturas entre el fluido y el tubo absorbedor. Por lo tanto, en ambas situaciones se favorece el decrecimiento del factor F' de acuerdo con su definición dada por la ec. 2-4. En cuanto a la dependencia con la temperatura ambiente, F' crece cuando lo hace ésta, siendo la diferencia menor del 0.8% cuando se pasa de 15°C a 25°C en el intervalo de valores de temperaturas del tubo absorbedor y del coeficiente de transferencia de calor representado en la Figura 2-2.

Por lo tanto, la situación más desfavorable en relación a la posible aproximación de F' a la unidad se presenta para valores bajos del coeficiente de transferencia de calor entre la pared interna del tubo y el fluido, para valores altos de la temperatura del tubo absorbedor y para valores bajos de la temperatura ambiente. En una sección posterior se estimarán los valores del coeficiente de transferencia de calor para cada uno de los fluidos de trabajo candidatos tanto en la zona de precalentamiento como en la zona de evaporación. Con la ayuda de la Figura 2-2 y los valores anteriores se podrá decidir en qué casos es posible suponer un factor de eficiencia del captador igual a la unidad.

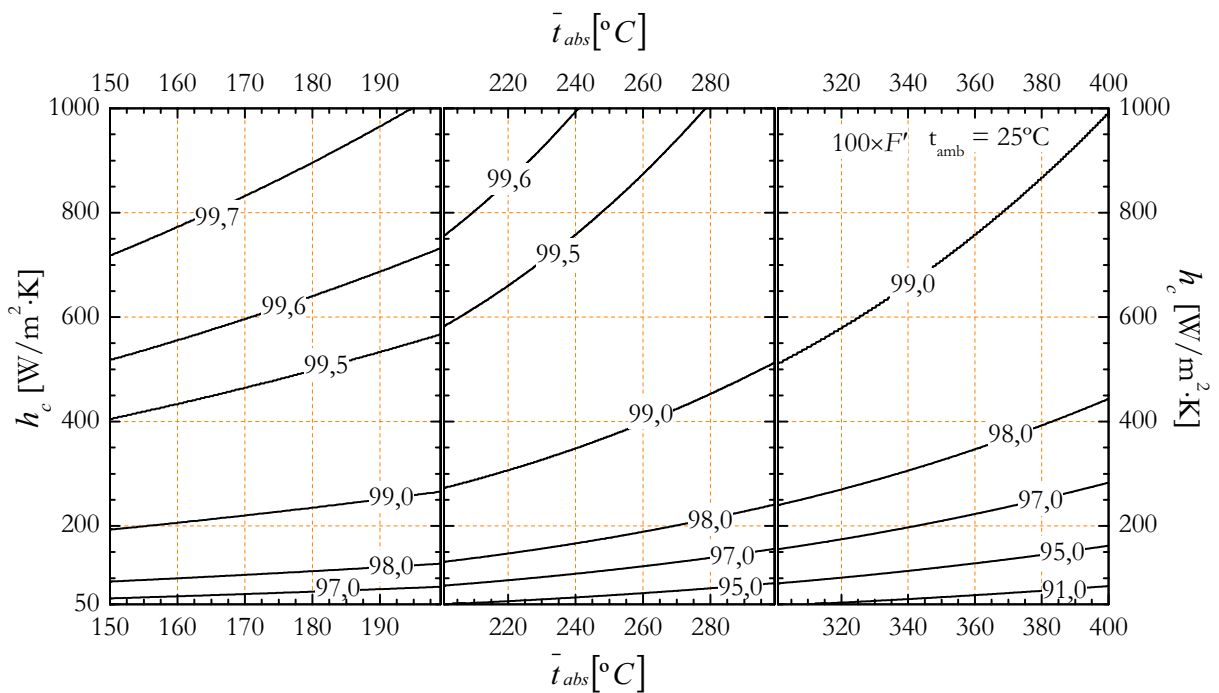


Figura 2-2. Factor de eficiencia del captador cilindro-parabólico LS-3 con el tubo absorbedor DISS en función de la temperatura del absorbedor y del coeficiente superficial de transferencia de calor para una temperatura ambiente de 25°C.

2.3 Fluidos de trabajo considerados

2.3.1 Parámetros críticos, masas moleculares y puntos de ebullición y fusión normales

En la Tabla 2-2 se da la lista de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con CCP de acuerdo con lo establecido en la sección 1.4.

Tabla 2-2. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal para cada uno de los fluidos considerados para el motor solar con captador cilindro-parabólico junto con la referencia de la que proceden.

Fluido	t_c [°C]	p_c [kPa]	t_{PEN} [°C]	M [g/mol]	Referencia	T_{PFN} [K] ^[1]
Heptano	266.98	2736	98.38	100.204	[Span y Wagner, 2003a]	182.6±0.4
Ciclohexano	280.45	4075	80.71	84.1608	[Penoncello <i>et al.</i> , 1995]	279.6±0.3
Benceno	288.6	4875.75	80.09	78.114	[Goodwin, 1988]	278.64±0.08
Octano	296.17	2497	125.62	114.231	[Span y Wagner, 2003a]	216.3±0.3
Tolueno	318.6	4126	110.6	92.13842	[Lemmon y Span, 2006]	178.1±0.6
Nonano	321.4	2281	150.76	128.2551	[Lemmon y Span, 2006]	219.5±0.5
Decano	344.55	2103	174.12	142.28168	[Lemmon y Span, 2006]	243.3±0.6
H ₂ O	373.946	22064	99.974	18.015268	[Wagner y Pruß, 2002]	273.153

[1] <http://webbook.nist.gov/chemistry/> a excepción del agua, tomada de Wagner y Pruß (2002).

Se puede observar que en todos los casos la temperatura crítica de dichas sustancias se encuentra por encima de los 265°C y la presión crítica, a excepción del agua, por debajo de los 5000 kPa. Además, supuesta una temperatura y presión ambiente de 25°C y 101.325 kPa, todos los fluidos se encontrarían en estado líquido en dichas condiciones ambientales. Por otra parte, a excepción del ciclohexano, el benceno y el agua, los puntos de congelación de las restantes sustancias se encuentran por debajo de los -25°C.

2.3.2 Carácter seco, húmedo o isoentrópico de los fluidos considerados

En la sección 1.2.1 ya se ha señalado la importancia del valor de la pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s de una sustancia cuando ésta se considera como posible fluido de trabajo de un ciclo Rankine. Por lo tanto, resulta ilustrativa la representación de $(ds^{(v)}/dT)_{sat}$ frente a T para cada uno de los ocho fluidos de trabajo considerados, lo que se muestra en la Figura 2-3.

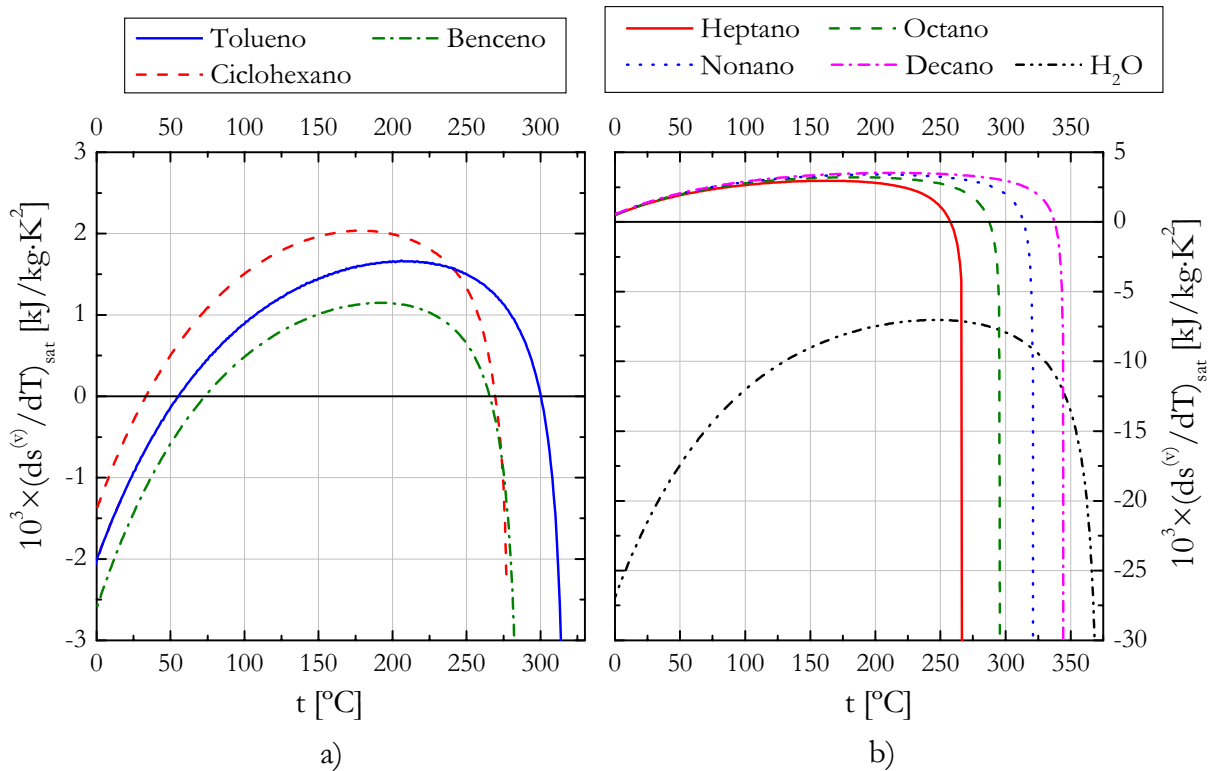


Figura 2-3. Derivada de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación para a) ciclohexano, benceno y tolueno y b) heptano, octano, nonano, decano y agua.

De la Figura 2-3 se deduce que para temperaturas superiores a 0°C y a excepción del agua – que es un fluido húmedo en todo el intervalo de temperaturas de saturación entre 0°C y su temperatura crítica – todos los fluidos exhiben comportamiento húmedo y seco en las regiones de temperatura de saturación delimitadas en la Tabla 2-3 (pag. siguiente). Los datos de dicha tabla ayudarán a establecer el límite superior para la temperatura de evaporación en el ciclo Rankine con vapor saturado. Esto es así pues no se pretende que exista un proceso de expansión en la turbina que atraviese la región de equilibrio líquido – vapor, lo que sucedería si la temperatura de evaporación (igual a la temperatura de entrada del vapor en la turbina) tuviese un valor superior al que delimita las regiones seca y húmeda más cercanas al punto crítico.

Tabla 2-3. Intervalos de temperatura en los que el ciclohexano, benceno, tolueno, heptano, octano, nonano y decano muestran comportamiento húmedo y seco.

	Húmedo [°C]	Seco [°C]	Húmedo [°C]
Ciclohexano	0 – 32.82	32.82 – 268.92	268.92 – t_c
Benceno	0 – 72.68	72.68 – 265.23	265.23 – t_c
Tolueno	0 – 54.70	54.70 – 299.73	299.73 – t_c
Heptano	–	0 – 257.12	257.12 – t_c
Octano	–	0 – 287.04	287.04 – t_c
Nonano	–	0 – 313.36	313.36 – t_c
Decano	–	0 – 337.15	337.15 – t_c

Como ya se ha señalado en la sección 1.1.1, Bliem y Mines (1989) identificaron la expansión del vapor en la turbina a través de la zona de equilibrio líquido – vapor en el ciclo Rankine con un fluido orgánico como una de las modificaciones que podría ayudar a mejorar la eficiencia de las plantas para producción de electricidad mediante el aprovechamiento de yacimientos geotérmicos. Sin embargo, esa conclusión es válida, a priori, únicamente en el caso del ciclo supercrítico. Por lo tanto, se limitará superiormente la temperatura de evaporación de forma que no suceda el proceso anterior. En cualquier caso, el efecto de escoger una temperatura de evaporación superior a la anterior tendrá como consecuencia un aumento del rendimiento térmico del ciclo si se mantiene constante la temperatura a la que se produce la condensación.

2.3.3 Intervalos de variación de los parámetros de operación del ciclo y curvas de equilibrio líquido – vapor

A partir de los criterios establecidos en la sección 1.3, de los valores del punto de ebullición normal de la Tabla 2-2, del comportamiento mostrado en la sección 2.3.2 y de la resolución de la condición de equilibrio líquido – vapor, en la Tabla 2-4 se dan los intervalos de variación de la temperatura de condensación y de evaporación que se tomarán para cada una de las sustancias consideradas. También se muestra el intervalo de presiones de cesión y absorción de calor asociado a los intervalos de temperatura anteriores.

El intervalo de variación de la temperatura de condensación seleccionado para el ciclohexano (Tabla 2-4) se encuentra dentro del intervalo de temperaturas de saturación en el que dicho fluido se comporta como seco (Tabla 2-3). Esto no sucede en el caso del benceno y del tolueno, para los que una parte del intervalo de variación de la temperatura de condensación seleccionado se encuentra en la región húmeda (35°C – 72.68°C y 35°C – 54.7°C respectivamente) y otra parte (72.68°C – 110°C y 54.7°C – 115°C

respectivamente) en la región seca. Sin embargo, esto no implica necesariamente que para valores determinados de las condiciones de operación del ciclo Rankine ideal se obtenga una mezcla bifásica líquido – vapor tras el proceso de generación de trabajo.

Tabla 2-4. Intervalos de variación seleccionados de la temperatura y presión de condensación y evaporación para cada uno de los fluidos de trabajo considerados en el motor térmico solar con CCP.

Fluido	$t_{cond}^{min} - t_{cond}^{max}$ [°C]	$p_{cond}^{min} - p_{cond}^{max}$ [kPa]	$t_{evap}^{min} - t_{evap}^{max}$ [°C]	$p_{evap}^{min} - p_{evap}^{max}$ [kPa]
H ₂ O	35 – 110	5.63 – 143.38	155 – 265	543.5 – 5085.3
Ciclohexano	35 – 110	20.09 – 226.02	150 – 269	552.5– 3531.5
Benceno	35 – 110	19.76 – 234.16	150– 265	583.3 – 3677.3
Tolueno	35 – 115	6.24 – 114.64	180 – 300	517.2 – 3275.7
Heptano	35 – 110	9.84 – 140.82	165 – 257	511.4 – 2376.1
Octano	35 – 130	3.20 – 114.26	195 – 287	502.2 – 2200.3
Nonano	35 – 155	1.06 – 113.20	225 – 313	515.5 – 2030.3
Decano	35 – 180	0.36 – 117.39	250 – 337	504.1 – 1895.7

Para que lo anterior no ocurra dentro del planteamiento de cálculo que se ha establecido en el presente capítulo tendrá que cumplirse que la entropía del vapor saturado a la temperatura mínima de evaporación sea mayor que la entropía del vapor saturado a la temperatura mínima de condensación:

$$s_{sat}^{(v)}(T_{evap}^{min}) > s_{sat}^{(v)}(T_{cond}^{min})$$

ec. 2-12

En el caso del benceno se tiene que $s_{sat}^{(v)}(T_{evap}^{min}) = 1.58 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $s_{sat}^{(v)}(T_{cond}^{min}) = 1.54 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ por lo que se cumple la ec. 2-12 y en el caso del tolueno $s_{sat}^{(v)}(T_{evap}^{min}) = 1.89 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ y $s_{sat}^{(v)}(T_{cond}^{min}) = 1.77 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ por lo que también se cumple la ec. 2-12. Por lo tanto, no existe posibilidad de formación de líquido saturado en el proceso de expansión del vapor dentro de los intervalos de condiciones de operación del ciclo Rankine ideal seleccionadas para dichos fluidos. Para el intervalo de temperaturas de evaporación fijado en el caso del benceno se tendrían que considerar temperaturas de condensación inferiores a los 17.8°C para que sucediera la condensación de parte del vapor tras el proceso de generación de trabajo en el ciclo Rankine ideal.

En la Figura 2-4 se han representado las curvas de equilibrio líquido – vapor de cada una de las sustancias en los intervalos de temperaturas escogidos para la condensación. En ambas gráficas se ha representado la curva correspondiente al agua con

propósito comparativo. A lo largo de este capítulo se considerará a esta sustancia como de referencia dado el amplio conocimiento que de sus propiedades termodinámicas se tiene y lo común de su uso en los sistemas de conversión de energía, en nuestro caso, en la conversión termomecánica.

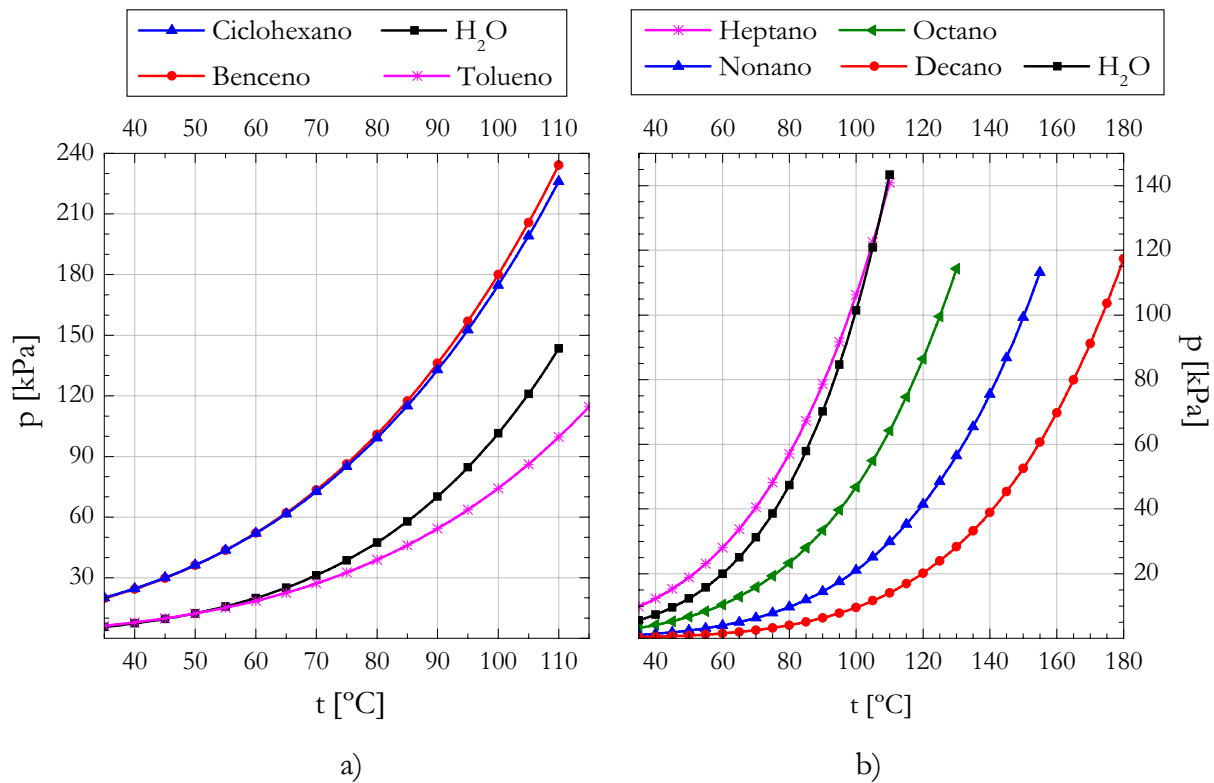


Figura 2-4. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de condensación.

Tomando como referencia al agua, del examen de la Figura 2-4 se deduce, a igualdad de temperaturas de condensación, la necesidad de realizar el proceso de condensación en condiciones de vacío menos exigentes si se utiliza ciclohexano, benceno y, en menor medida, heptano como fluido de trabajo. Esta situación se invierte en el caso de los restantes fluidos. En el caso de dedicar la potencia térmica descargada por el ciclo al precalentamiento del agua de alimentación de una unidad de desalación por ósmosis inversa se considera como valor representativo de la temperatura de condensación los 35°C, cuyo valor de la presión de condensación asociado puede leerse directamente en la Tabla 2-4 (p. 101) para cada uno de los fluidos considerados.

En la Figura 2-5 se da la representación análoga a la anterior pero en los intervalos de temperatura considerados para la evaporación. Como se observa, el problema que puede suponer una presión de calentamiento alta en el caso del agua es menor si se escogieran como fluidos de trabajo el decano, nonano, octano y tolueno principalmente.

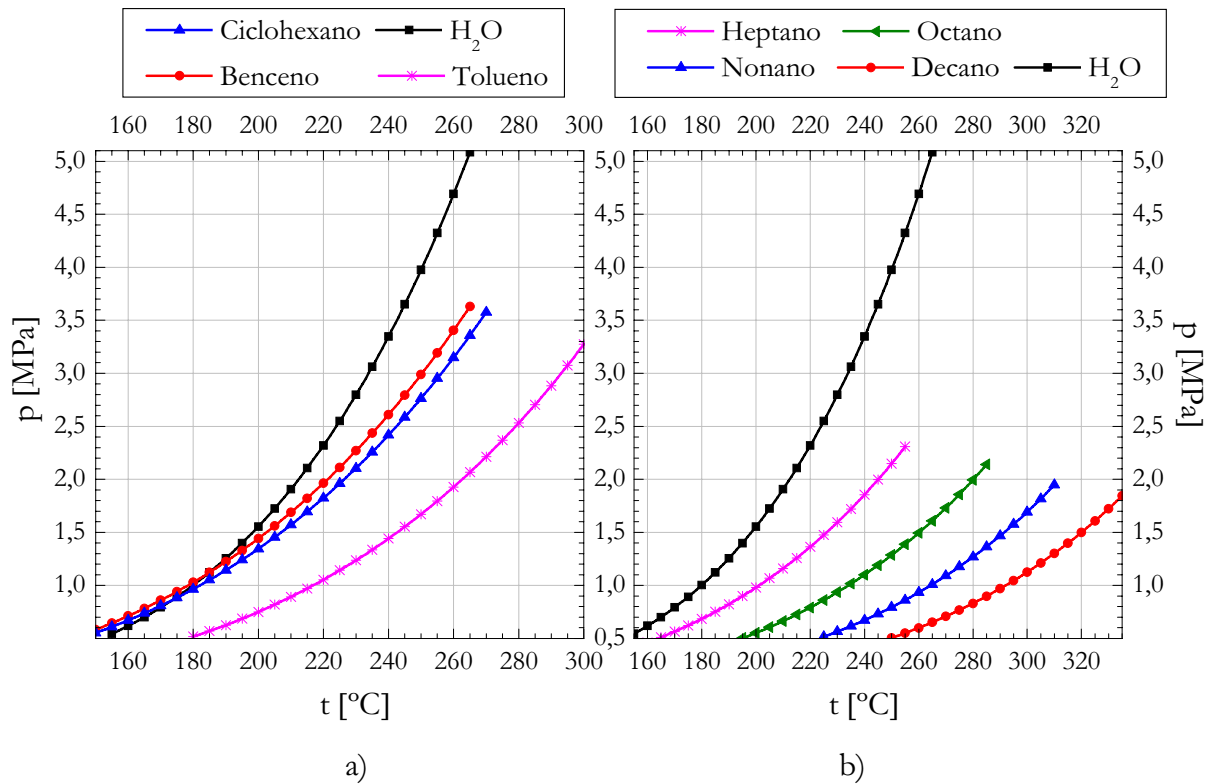


Figura 2-5. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de evaporación.

2.4 Coeficientes de transferencia de calor

La estimación de los coeficientes de transferencia de calor se hará para el proceso de calentamiento y suponiendo que éste tiene lugar en el interior de los tubos absorbedores del captador solar. Será necesario, por lo tanto, distinguir entre dos etapas de calentamiento: una primera de precalentamiento en la que el fluido de trabajo se calienta desde el estado de líquido comprimido hasta el estado de líquido saturado y una segunda de evaporación en la que todo el fluido de trabajo se transforme en vapor saturado seco.

Los valores de la conductividad térmica y de la viscosidad dinámica necesarios para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se han extraído del Libro del Web de Química del Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST, *National Institute of Standards and Technology*) [webbook.nist.gov] y por comodidad de uso se han ajustado a correlaciones de tipo polinomial, las cuales se dan en las tablas A-3 y A-4 del Anexo A (p. 141 y 142). Los valores necesarios de la capacidad térmica isóbara de los fluidos considerados han sido calculados por el autor a partir de las ecuaciones de estado de cada sustancia referenciadas en el Anexo A del presente capítulo.

2.4.1 Coeficiente de transferencia de calor y factor de eficiencia del captador en la etapa de precalentamiento

Para el cálculo del coeficiente superficial de transferencia de calor desde la pared interna del tubo absorbedor hacia el fluido en la zona de precalentamiento se impondrá la existencia de régimen turbulento en el interior de dicha conducción. Generalmente se acepta un valor del número de Reynolds de 2300 a partir del cual se encuentra el régimen anterior. Por tanto, imponiéndose dicho valor se puede determinar el caudal másico mínimo necesario para asegurar la condición de régimen turbulento, conocida la viscosidad dinámica del líquido y el diámetro interior del tubo pues

$$\text{Re} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{q}{\mu_{\text{comp}}^{(l)} \cdot d_i}$$

ec. 2-13

siendo Re el número de Reynolds, q el caudal másico del fluido de trabajo, $\mu_{\text{comp}}^{(l)}$ la viscosidad dinámica del líquido comprimido y d_i el diámetro interno del tubo absorbedor. Sin embargo, las correlaciones más simples disponibles para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección (en nuestro caso para la zona de precalentamiento, $h_c^{1 \rightarrow 1'}$) como por ejemplo la de Dittus – Boelter se suelen recomendar para valores del número de Reynolds superiores a 10^4 . Además, estas correlaciones suelen estar dadas para tubos lisos, no estando presente en su forma funcional parámetros que den cuenta de la rugosidad de la superficie interior de la conducción. Dicho lo anterior se fijará un número de Reynolds mínimo para el flujo en la zona de precalentamiento de $1.1 \cdot 10^4$ y dado que se dispone del diámetro y rugosidad de los tubos absorbedores DISS se utilizará una correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor que contemple el efecto de dicha rugosidad. Esta correlación, utilizada para la estimación del coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento del fluido en el interior del tubo absorbedor, es la correlación de Petukov [Zarza, 2003, cap. 5, p. 26] dada por la ec. 2-14:

$$h_c^{1 \rightarrow 1'} = \frac{k_f}{d_i} \cdot \frac{(f/8) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{\left[1.07 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)\right]}$$

ec. 2-14

siendo k_f la conductividad térmica del fluido, d_i el diámetro interior del tubo absorbedor, f el factor de fricción de Moody del tubo absorbedor, Re el número de Reynolds y Pr el

número de Prandtl del fluido que circula por el interior del tubo. La correlación anterior es válida para la transferencia de calor por convección forzada en tubos y conductos circulares cuando $0.5 < Pr < 2000$ y $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$ y se considerará aplicable a todos los fluidos en estudio.

De la ec. 2-14 se deduce que el coeficiente $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ depende de las propiedades de transporte, de la capacidad térmica isóbara del fluido de que se trate y de las características del tubo absorbedor, en concreto, su diámetro interno y rugosidad. En el caso de los tubos absorbedores DISS se tiene un diámetro interno (d_i) de 0.05 m y una rugosidad $\varepsilon = 30 \mu\text{m}$ [Zarza, 2003, cap. 5, p. 26]. Con los datos anteriores se puede calcular el factor de fricción de Moody mediante la fórmula de Colebrook [Agüera Soriano, 2002, p. 215]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon / d_i}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$$

ec. 2-15

El valor de f que se obtiene mediante la ec. 2-15 para $Re = 1.1 \cdot 10^4$ es $f = 0.03107$ para los tubos absorbedores DISS. Con el valor de f determinado es posible calcular $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ mediante la ec. 2-14 para cada uno de los fluidos en estudio dentro del intervalo de temperaturas promedio de precalentamiento correspondiente a cada uno de ellos sin más que conocer el valor de la capacidad térmica isóbara, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido comprimido dado que la definición del número de Prandtl es:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

ec. 2-16

Dentro de los intervalos de condiciones de operación seleccionados para cada fluido se puede despreciar la dependencia con la presión de las propiedades de transporte en la región de líquido comprimido. De esta forma se tomarán, para el uso de la ec. 2-14, los valores de la conductividad térmica y de la viscosidad dinámica del líquido comprimido correspondientes a un valor de la presión algo superior al mayor valor de la presión de calentamiento establecido para cada fluido (ver Anexo A, Tabla A-4, p. 142). La temperatura a la que se evaluarán las propiedades anteriores será la temperatura promedio de calentamiento en el proceso $1 \rightarrow 1'$ para lo cual se considerará que la temperatura de inicio de precalentamiento es igual a la temperatura de condensación. En la Tabla 2-5 se da la diferencia relativa máxima entre los valores de la conductividad térmica y la viscosidad dinámica del líquido comprimido a la presión de calentamiento

escogida para evaluarlas (ligeramente superior a la máxima presión de calentamiento, ver Tabla 2-4) y sus valores a la presión de 500 kPa (valor ligeramente inferior al mínimo para la presión de calentamiento, ver Tabla 2-4). Esta diferencia es la cota superior del error que se comete en las propiedades de transporte al tomar su valor sobre la isobara en cuestión y despreciar su dependencia con la presión.

Tabla 2-5. Diferencia relativa máxima en valor absoluto y en % entre los valores de la conductividad térmica y de la viscosidad dinámica del líquido comprimido

	Agua	Benceno	Tolueno	Ciclohexano	Heptano	Octano	Nonano	Decano
$100 \times \left \frac{\Delta \mu_{comp}^{(l)}}{\mu_{comp}^{(l)}} \right $	0.3	4.2	4.4	5.5	4.8	4.2	4.3	4.8
$100 \times \left \frac{\Delta k_{comp}^{(l)}}{k_{comp}^{(l)}} \right $	0.3	1.9	1.9	2.3	2.0	2.6	2.4	2.0

En la Figura 2-6 se ha representado el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ calculado con la correlación de Petukov (ec. 2-14) frente a la temperatura promedio de precalentamiento $t_{precal}^{1 \rightarrow 1'}$ para todos los fluidos considerados. En todos los casos se ha impuesto un número de Reynolds de $1.1 \cdot 10^4$ en dicha zona de precalentamiento.

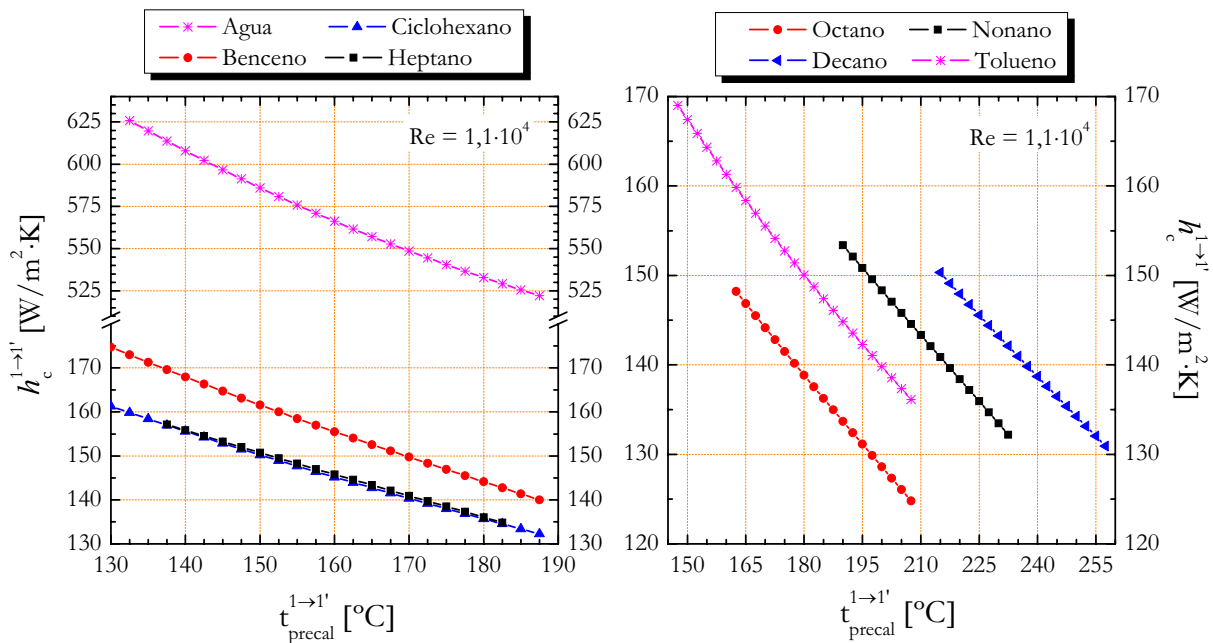


Figura 2-6. Coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ del agua, benceno, ciclohexano, tolueno, heptano, octano, nonano y decano calculado mediante la correlación de Petukov (ec. 2-14) para $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en función de la temperatura promedio de precalentamiento $t_{precal}^{1 \rightarrow 1'}$.

Los valores del coeficiente superficial de transferencia de calor en la etapa de precalentamiento representados en la Figura 2-6 se han estimado para valores de la temperatura promedio de precalentamiento en el intervalo dado por la ec. 2-17:

$$\frac{t_{cond}^{max} + t_{evap}^{min}}{2} \leq t_{precal}^{1 \rightarrow 1'} \leq \frac{t_{cond}^{max} + t_{evap}^{max}}{2}$$

ec. 2-17

por lo que se abarca, para cada fluido, la porción del intervalo máximo de temperaturas promedio de precalentamiento posibles más desplazada en el sentido de las temperaturas crecientes. Por lo tanto, puesto que $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ decrece hacia temperaturas promedio de precalentamiento crecientes, con la representación de la Figura 2-6 se han acotado inferiormente los valores posibles de $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ de cada uno de los fluidos para un valor impuesto del número de Reynolds de $1.1 \cdot 10^4$. Pero también sucede que el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento crece cuando lo hace el valor del número de Reynolds dado que esto último implica, para una temperatura promedio de precalentamiento constante, un mayor caudal másico de fluido circulando en estado de líquido comprimido por el interior del tubo absorbedor. Por lo tanto, los valores dados en la Figura 2-6 son los valores más pequeños de $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ que se pueden alcanzar para cada uno de los fluidos cuando en el interior del tubo absorbedor se establezca el régimen turbulento en la zona de precalentamiento.

Dicho lo anterior es posible determinar los valores del factor de eficiencia del captador – F' – mas alejados de la unidad con la simple exploración de la Figura 2-2. Queda claro entonces que en el caso del agua el factor de eficiencia del captador en la zona de precalentamiento se mantendrá siempre por encima de 0.98, en el caso del ciclohexano y el heptano por encima del 0.938, por encima del 0.943 para el benceno, por encima del 0.934 en el caso del octano, por encima del 0.936 en el caso del decano y el nonano y por encima del 0.94 en el caso del tolueno. Si no se admiten errores superiores al 5% en la evaluación del rendimiento del captador solar térmico en la zona de precalentamiento sería necesario calcular esta última cantidad mediante la resolución de la ec. 2-9 para todos los fluidos a excepción del agua. Sin embargo, los valores límite anteriores del factor de eficiencia del captador han sido estimados para el menor valor del número de Reynolds que asegure un régimen turbulento en el interior del tubo absorbedor ($Re = 1.1 \cdot 10^4$). Este valor de Re puede implicar, dependiendo del fluido, un caudal másico tan pequeño que se favorezca la aparición de estratificación en la zona del absorbedor en la que se producirá la evaporación, lo cual no resulta deseable. Una guía para estimar el caudal másico necesario para favorecer la no aparición de flujo estratificado en la zona de evaporación es el valor del número de Froude (Fr) en dicha zona de evaporación. Como se verá en la siguiente sección, se puede considerar que para

valores del número de Froude superiores a 0.05 el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de evaporación sufre un aumento que puede identificarse con el establecimiento de un flujo anular en el interior del tubo absorbedor en la zona de evaporación. Si se toma como caudal másico en todo el proceso de calentamiento (precalentamiento + evaporación) el calculado al imponer un número de Reynolds determinado en el proceso de precalentamiento cuando el fluido se encuentra a la temperatura promedio de precalentamiento se podrá estimar el valor del número de Froude en la zona de evaporación conocida la temperatura de saturación puesto que Fr depende de la densidad del líquido saturado, del diámetro interno del tubo absorbedor y del caudal másico. Excluyendo al agua, para el resto de los fluidos considerados se consigue un valor de Fr en la zona de evaporación ligeramente superior a 0.05 si se impone un valor de Re entre $2.6 \cdot 10^4$ y $3 \cdot 10^4$ dependiendo del fluido de que se trate. En ese caso, el coeficiente superficial de transferencia de calor $h_c^{1 \rightarrow 1'}$ se encuentra en cualquiera de los casos por encima de $275 \text{ W/m}^2\text{K}$ lo que implica, en el peor de los casos, valores de F' superiores al 0.97 (ver Figura 2-2). A lo anterior se añade el resultado de que, aun imponiendo los valores anteriores de Re para conseguir un número de Froude en la zona de evaporación algo superior a 0.05, el caudal másico resultante se encuentra por debajo de 0.18 kg/s en el caso del heptano, octano, nonano y decano y por debajo de 0.27 kg/s en el caso del ciclohexano, benceno y tolueno. Estos valores del caudal másico podrían seguir siendo demasiado pequeños si se comparan con el valor recomendado por Zarza (2003) de 1.2 kg/s de agua por fila de captadores en el caso de una planta de generación directa de vapor comercial. Por lo anterior, cabe esperar que F' estará lo suficientemente cerca de la unidad en la zona de precalentamiento como para poder considerarlo igual a la unidad no sólo en el caso del agua.

Para valores del número de Reynolds por encima de 55000 el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento se sitúa por encima de los $475 \text{ W/m}^2\text{K}$ para todos los fluidos lo que implica factores de eficiencia del captador superiores, en cualquier caso, a 0.98.

2.4.2 Coeficiente de transferencia de calor y factor de eficiencia del captador en la etapa de evaporación

La correlación que se utilizará para estimar el coeficiente superficial de transferencia de calor en esta etapa, $h_c^{1 \rightarrow 2}$, es la correlación general simplificada de Gungor y Wintentor (1987) por su simplicidad y exactitud. Estos mismos autores, en un trabajo anterior [Gungor y Wintentor, 1986] proponen una correlación que, junto a la de Shah, muestra el mejor acuerdo con los datos experimentales con los que se contrastó. Sin embargo, la correlación de 1987 se diferencia de la de 1986 en que no se hace necesario

conocer los valores de la viscosidad del vapor puesto que no se hace uso del parámetro de Martinelli en el cálculo del factor de ebullición convectiva. Este factor se considera dependiente del título de vapor, del cociente de densidades y del número de ebullición. De esta manera la correlación tiene una forma más sencilla sin pérdida alguna de precisión y viene dada por la (ec. 2-18):

$$h_c^{1 \rightarrow 2} = h_c^{D-B} \cdot \left[1 + 3000 \cdot Bo^{0.86} + 1.12 \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \cdot \left(\frac{\rho_{sat}^{(l)}}{\rho_{sat}^{(v)}} \right) \right]$$

ec. 2-18

donde Bo es el número de ebullición, x el título de vapor y $\rho_{sat}^{(l)}$ y $\rho_{sat}^{(v)}$ las densidades del líquido y del vapor saturado respectivamente. En la ec. 2-18 h_c^{D-B} es el coeficiente de transferencia de calor calculado mediante la correlación de Dittus – Boelter suponiendo que por la tubería sólo circula la fracción de fluido en fase líquida y viene dado por la ec. 2-19:

$$h_c^{D-B} = 0.023 \cdot \left[\frac{4 \cdot q \cdot (1-x)}{\pi \cdot \mu_{sat}^{(l)} \cdot d_i} \right]^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_{sat}^{(l)}}{d_i}$$

ec. 2-19

donde $\mu_{sat}^{(l)}$ y $k_{sat}^{(l)}$ son, respectivamente, la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido saturado. Gungor y Wintentor (1987) plantean la posibilidad de utilizar la correlación de Petukov en lugar de la de Dittus – Boelter en la ec. 2-18, sobre todo cuando se trata de sustancias orgánicas. De hecho, realizan la comparación con respecto a los datos del n-butanol y el etanol y el ajuste es mejor si se utiliza la correlación de Petukov. Sin embargo, Gungor y Wintentor consideran que no existe la suficiente evidencia como para proponer el cambio anterior en su correlación.

El número de ebullición, Bo , que aparece en la ec. 2-18 se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Bo = \frac{\pi \cdot \phi \cdot d_i^2}{4 \cdot q \cdot \Delta h_{vap}}$$

ec. 2-20

donde ϕ es el flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor hacia el fluido y Δh_{vap} la entalpía de vaporización del fluido. Gungor y Wintentor (1987) demuestran la importancia de incluir este parámetro en la predicción del coeficiente superficial de

transferencia de calor comparando la precisión de su correlación y de otras en las que se utiliza dicho parámetro con la correlación de Chen, en la que no se hace uso de él. El número de ebullición produce una mejora en el ajuste a los datos experimentales y un comportamiento más estable de la correlación.

En el caso de tubos horizontales y valores del número de Froude, Fr , menores que 0.05 se debe multiplicar la ec. 2-18 por el factor

$$Fr^{(0.1-2Fr)} \quad \text{ec. 2-21}$$

donde

$$Fr = \frac{[(4 \cdot q) / (\pi \cdot d_i^2)]}{(\rho_{sat}^{(l)})^2 \cdot g \cdot d_i} \quad \text{ec. 2-22}$$

siendo g la aceleración de la gravedad (9.8 m/s^2). Una conclusión similar a la de la utilización del número de ebullición se puede hacer en relación a la inclusión del número de Froude en la correlación.

La obtención de la correlación de Gungor y Wintentor (1987) se realizó a partir de un conjunto de 4202 datos para ebullición nucleada saturada y 946 datos de ebullición con líquido subenfriado. Las sustancias cuyos datos se utilizaron fueron agua, R12, R22, R11, R113, R114 y etilenglicol. La comparación de la predicción de su correlación y los datos experimentales de que disponen se realiza junto con la de Shah, la de Chen y la de Thakur. No incluyen su propia correlación publicada en 1986 debido a que la de 1987 es más precisa y más simple. La correlación de Gungor y Wintentor (1987) fue comparada también con datos experimentales del ciclohexano obteniéndose un excelente acuerdo, oscilando la desviación media entre el 1.1% y el 15.6%. Además, esta correlación no se considera aplicable para la ebullición con líquido subenfriado, lo que no será un problema en esta sección puesto que se despreciará la zona del tubo en la que tendría lugar ese régimen de ebullición, tal y como justifica Zarza (2003, cap. 5, p. 110-114) en el caso del agua.

El cálculo del coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de evaporación ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) se ha realizado para todos los fluidos en función del título del vapor y de la temperatura de saturación para un valor fijo del flujo de calor desde la cara interna del tubo hacia el fluido (ϕ). El caudal másico considerado de cada fluido ha sido el resultante de imponer un número de Reynolds igual a $1.1 \cdot 10^4$ evaluado a la temperatura promedio de precalentamiento tomando como temperatura de inicio de precalentamiento (T_I) la temperatura de

condensación en el ciclo. Esta última aproximación es totalmente válida puesto que para nuestros intervalos de presiones de calentamiento seleccionados la diferencia entre las dos temperaturas anteriores se encuentra en el orden de algunas décimas de Kelvin en todos los fluidos. En cuanto al valor del flujo de calor por unidad de superficie desde la pared interna del tubo absorbedor se ha tomado un valor de 27.8 kW/m^2 , que es el flujo que existe en el caso de los tubos absorbedores del captador solar DISS correspondiente a una irradiancia solar directa de 600 W/m^2 (Zarza, 2003, cap. 5, p. 35).

En la Figura 2-7 se representa el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de evaporación ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del agua (a) y del ciclohexano (b) mientras que las tres figuras siguientes son las análogas para el resto de fluidos.

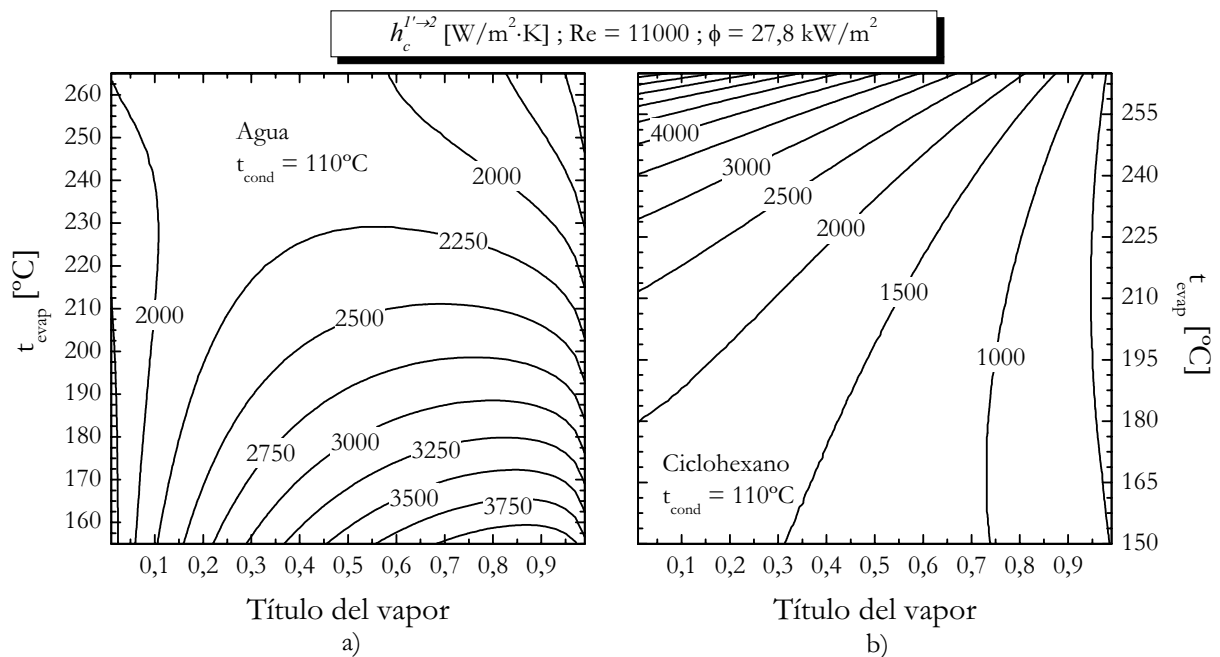


Figura 2-7. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del agua (a) y del ciclohexano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m^2 y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.

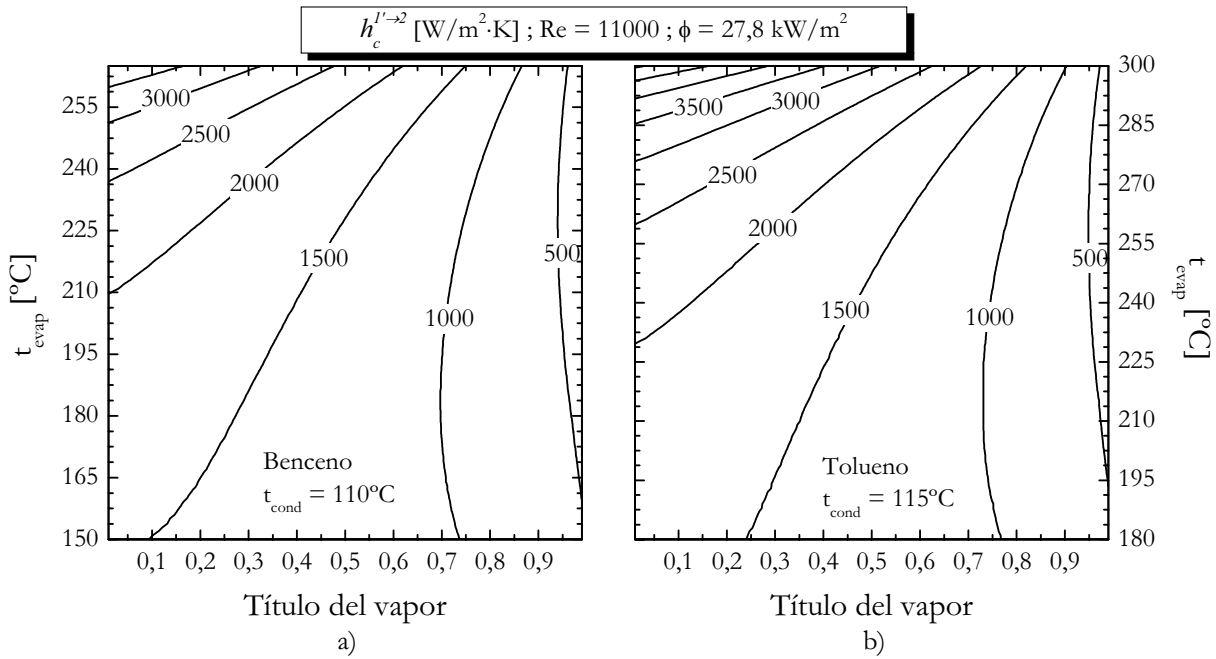


Figura 2-8. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del benceno (a) y del tolueno (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m^2 y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.

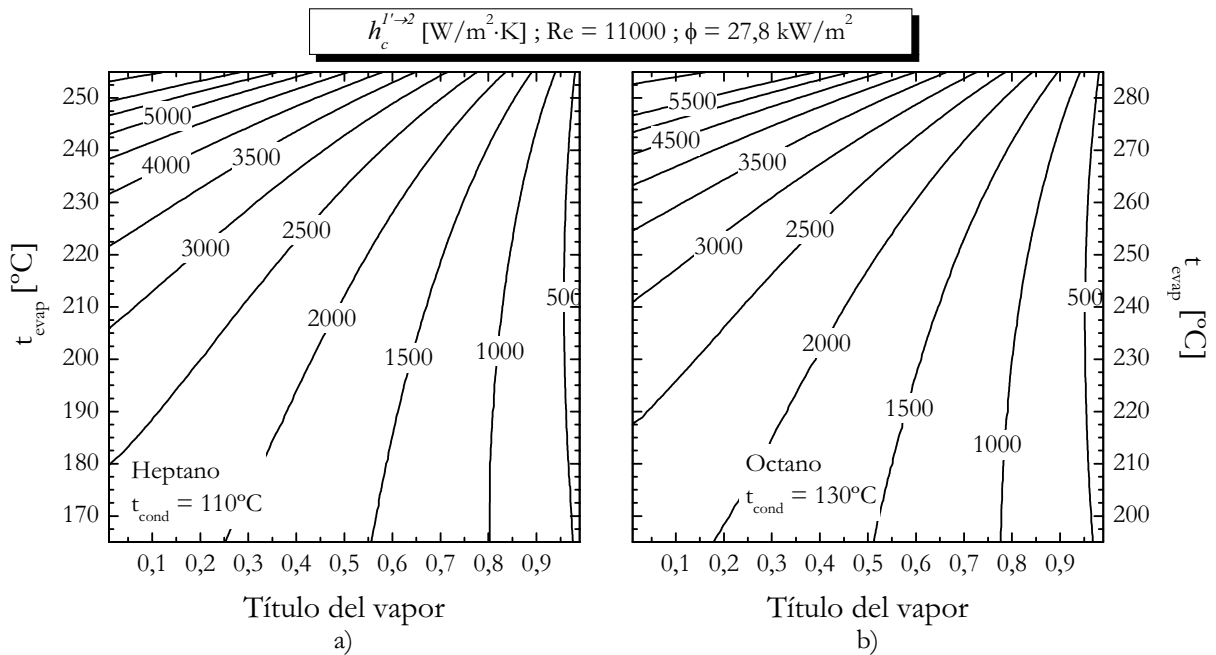


Figura 2-9. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición ($h_c^{1 \rightarrow 2}$) del heptano (a) y del octano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m^2 y $Re = 1.1 \cdot 10^4$ en la zona de precalentamiento.

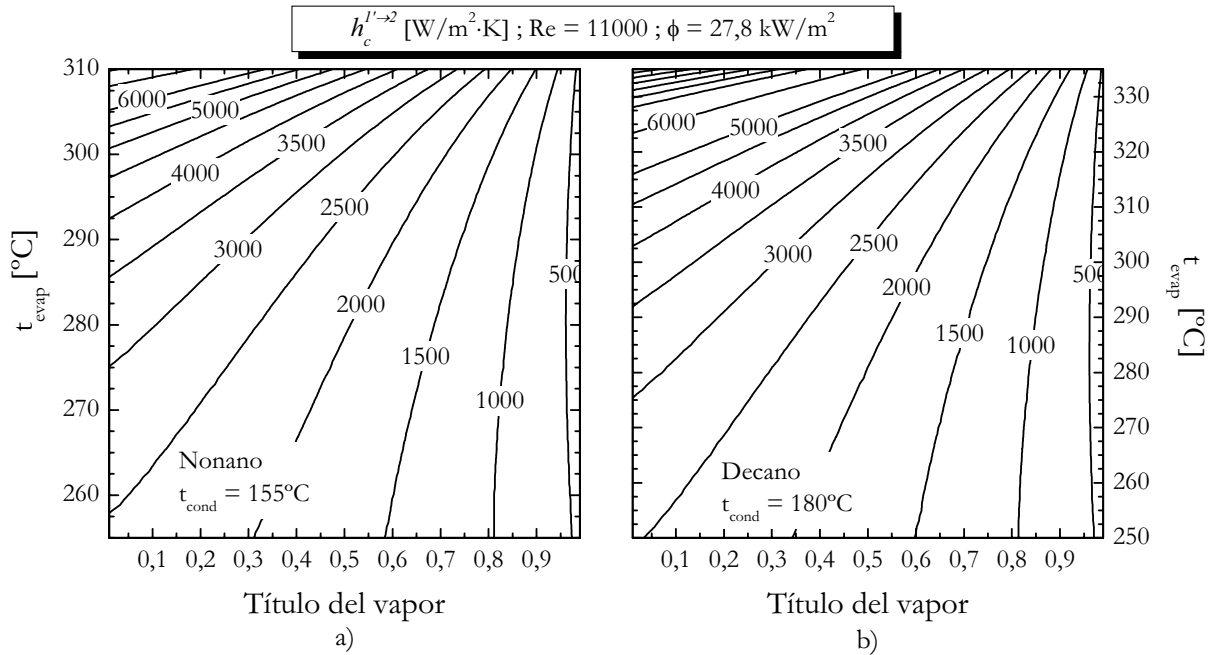


Figura 2-10. Coeficiente superficial de transferencia de calor por ebullición (h_c^{1-2}) del nonano (a) y del decano (b) estimado mediante la correlación de Gungor y Wintentor (1987) en función del título del vapor y de la temperatura de evaporación para un flujo de calor desde la cara interna del tubo absorbedor de 27.8 kW/m² y Re = 1.1·10⁴ en la zona de precalentamiento.

Los valores del coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de evaporación representados en las cuatro figuras anteriores se han obtenido para el mayor valor de la temperatura de condensación considerado para cada fluido (Tabla 2-4), para un valor del número de Reynolds de 1.1·10⁴ en la zona de precalentamiento y para un valor del flujo de calor por unidad de superficie a través de la cara interna del absorbedor de 27.8 kW/m². Si se tiene en cuenta que dicho coeficiente h_c^{1-2} crece cuando lo hace el número de Reynolds impuesto en la zona de precalentamiento, el flujo de calor ϕ y que también lo hace cuando decrece la temperatura de condensación, los valores representados en las cuatro figuras anteriores son los menores que se pueden alcanzar para cada uno de los fluidos considerados. Por tanto, de igual forma que con el coeficiente superficial de transferencia de calor en la zona de precalentamiento, la exploración de la gráfica para F' en función de la temperatura del absorbedor y del coeficiente superficial de transferencia de calor (Figura 2-2) indica que F' se encontrará siempre por encima del valor 0.98 en la zona de evaporación y por encima de 0.99 cuando el coeficiente superficial de transferencia de calor supere el valor de 1000 W/m².K. Esto último siempre ocurre en el caso del agua y para títulos del vapor mayores que 0.7 en el resto de las sustancias. Por lo tanto, la aproximación $F' \cong 1$ en la zona de evaporación es absolutamente asumible y con menor pérdida de exactitud aún que en la zona de precalentamiento.

2.5 Rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia producida en la turbina de vapor

En esta sección se presentan los resultados para el rendimiento térmico del ciclo Rankine sin etapa de sobrecalentamiento en función de la temperatura de condensación y evaporación en el ciclo. También se dan los valores de la potencia generada por la turbina de vapor en el ciclo Rankine ideal y el número de Reynolds evaluado a la temperatura promedio de precalentamiento para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ en función de la temperatura de evaporación y del caudal másico de fluido de trabajo. Por último, se da el rendimiento total del sistema y el cociente entre la superficie de apertura necesaria y la potencia desarrollada por la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación. Estas tres últimas cantidades se dan para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y 110°C , para el ciclo ideal, para un ángulo de incidencia nulo y un valor representativo de la irradiancia solar directa de 850 W/m^2 .

2.5.1 Resultados para el agua

En la Figura 2-11a se ha representado con trazo discontinuo el título del vapor de la mezcla bifásica líquido – vapor en el estado final del proceso de generación de trabajo junto con el rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal (trazo continuo) con vapor saturado frente a la temperatura de evaporación y de condensación. También se presentan, a título orientativo, los valores de la presión de saturación asociados a los valores de la temperatura de saturación, tanto en el proceso de condensación como de evaporación.

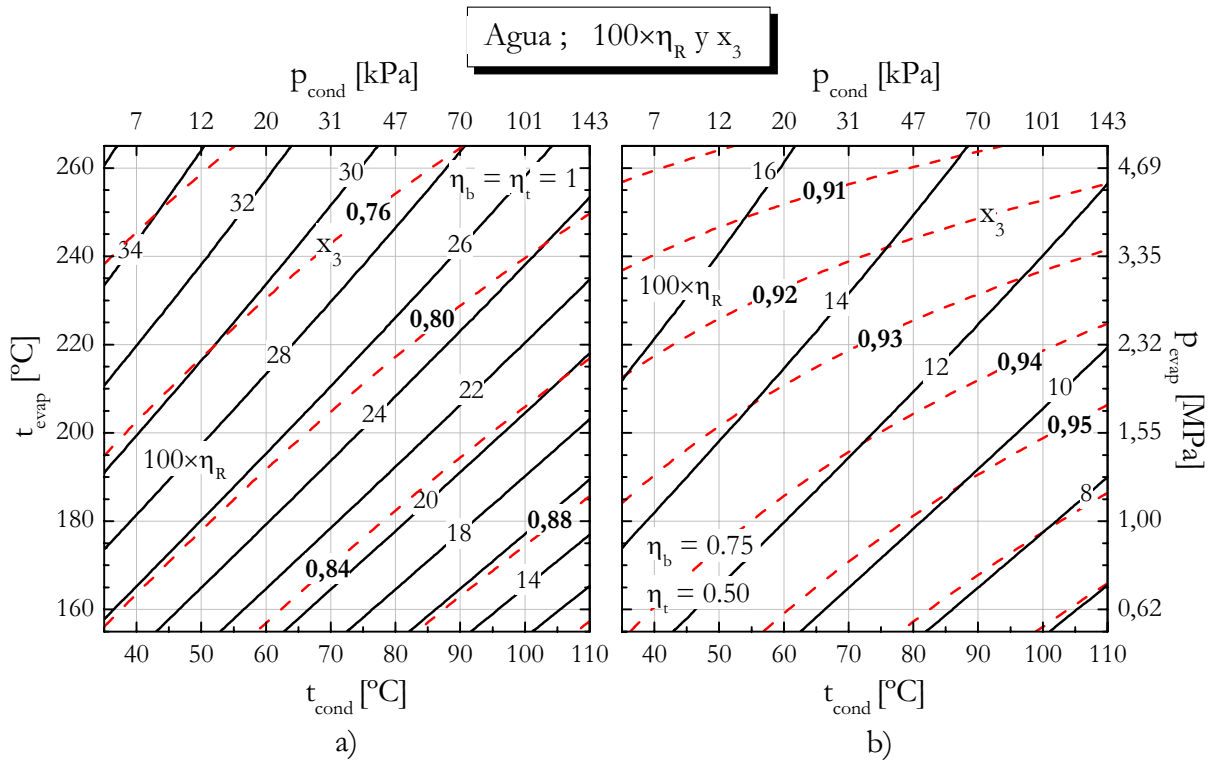


Figura 2-11. Título del vapor del estado 3 (x_3) y rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con agua como fluido de trabajo para a) $\eta_b = \eta_t = 1$ y b) $\eta_b = 0.75$ y $\eta_t = 0.50$.

Como se observa en la Figura 2-11b, el valor tomado para el rendimiento isoentrópico de la turbina provoca que el título de vapor de la mezcla bifásica tras la expansión en la turbina de vapor se sitúe por encima de 0.90 en prácticamente toda la región de condiciones de operación considerada. Si se aumentase la temperatura de evaporación hasta los 300°C el título del vapor se situaría en 0.882 para $t_{cond} = 110^\circ\text{C}$, por lo que sería necesario incluir una etapa de sobrecalentamiento. El rendimiento térmico oscila entre el 12% y el 36% en el ciclo ideal y entre el 6% y el 17% en el ciclo real considerado.

En la Figura 2-12a se ha representado la potencia desarrollada por la turbina de vapor y algunas isolíneas de Re en función del caudal másico de agua y la temperatura de evaporación en el ciclo Rankine. Dichos valores se han obtenido realizando las mismas consideraciones que se llevaron a cabo en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en la etapa de precalentamiento (sección 2.4.1).

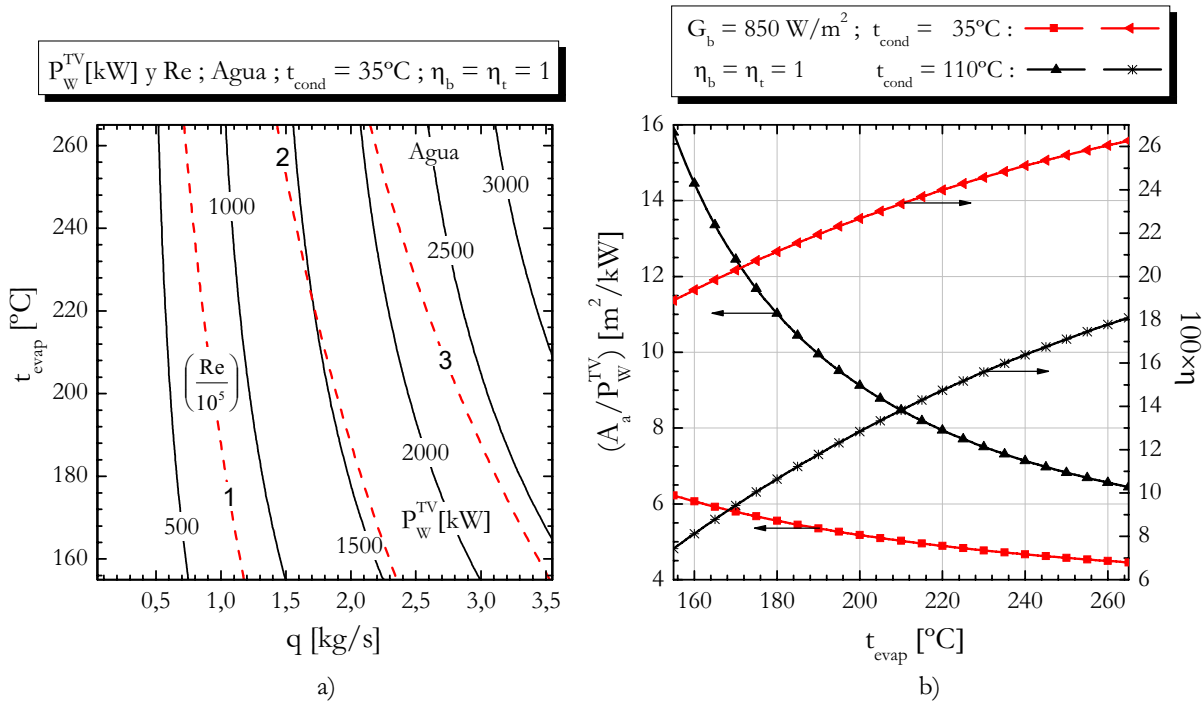


Figura 2-12. Para el ciclo Rankine con agua como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de t_{evap} .

Los valores de P_w^{TV} de la Figura 2-12a se han calculado para el ciclo ideal y una temperatura de condensación en el mismo de 35°C . De esta manera se establece la potencia máxima teórica que se podría extraer con las condiciones de caudal másico, temperatura de evaporación y de condensación consideradas. Esto es así puesto que el salto entálpico isoentrópico crece cuando la temperatura de condensación decrece y se mantiene fija la temperatura de evaporación. Además, puesto que la influencia del valor del rendimiento isoentrópico de la bomba de alimentación del ciclo sobre la temperatura promedio de precalentamiento es muy pequeña, para estimar de forma aproximada la potencia que suministraría una turbina de vapor con un valor del rendimiento isoentrópico menor que la unidad basta con multiplicar el valor leído de P_w^{TV} en la Figura 2-12a por dicho valor de η_t .

Por su parte, en la Figura 2-12b se ha representado, para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y 110°C , el rendimiento total y la superficie de apertura necesaria por cada kW de potencia desarrollada por la turbina de vapor. La curva de η se ha calculado suponiendo un valor igual a la unidad para el factor de eficiencia del captador en la zona de precalentamiento y en la de evaporación. Por lo tanto, dicho rendimiento no depende de la potencia desarrollada por la turbina de vapor al igual que el cociente entre la superficie de apertura necesaria y la potencia desarrollada por la turbina de vapor. Como se observa, cuando la temperatura de evaporación crece se reduce la diferencia entre los valores de (A_a / P_w^{TV}) correspondiente a los diferentes niveles de temperatura de condensación.

Para una temperatura de evaporación de 300°C se necesitarán no menos de 4.25 m² de superficie de apertura por cada kW de potencia desarrollada por la turbina de vapor.

2.5.2 Resultados para *fluidos secos*: benceno, ciclohexano, tolueno, heptano, octano, nonano y decano

En esta sección se presentan los resultados análogos a los presentados en la sección anterior para el agua para el resto de sustancias consideradas como secas. En este caso no se ha despreciado en el proceso de cálculo el factor de eficiencia del captador en la zona de precalentamiento, por lo que el rendimiento total y el cociente entre la superficie de apertura necesaria y la potencia desarrollada por la turbina de vapor sí dependen del número de Reynolds y por tanto, del caudal másico de fluido de trabajo. Sin embargo, esta dependencia es pequeña y disminuye cuando el número de Reynolds crece de forma que para $Re = 3 \cdot 10^5$ su efecto es despreciable. En las siguientes figuras las curvas representadas para η y (A_a / P_w^{TV}) son las correspondientes al valor anterior de Re . La diferencia relativa máxima entre los valores asociados al número de Reynolds anterior y al valor de $1 \cdot 10^5$ se sitúa, en cualquier caso y para $t_{cond} = 35^\circ C$, por debajo del 0.2% en el caso de (A_a / P_w^{TV}) , que es la cantidad más afectada por la situación anterior.

En cuanto al rendimiento térmico del ciclo termodinámico de Rankine, se da la representación en función de la temperatura de condensación y evaporación tanto para el ciclo ideal como para el ciclo con un valor del rendimiento isoentrópico de la bomba y de la turbina de 0.75, valor éste último que se puede considerar representativo de una turbina de vapor que opere con un fluido de peso molecular alto – en relación al del agua – en el intervalo de potencias de 100 a 1000 kW (ver Tabla 1-1). En la Figura 2-13 y en la Figura 2-14 se dan los resultados para el benceno.

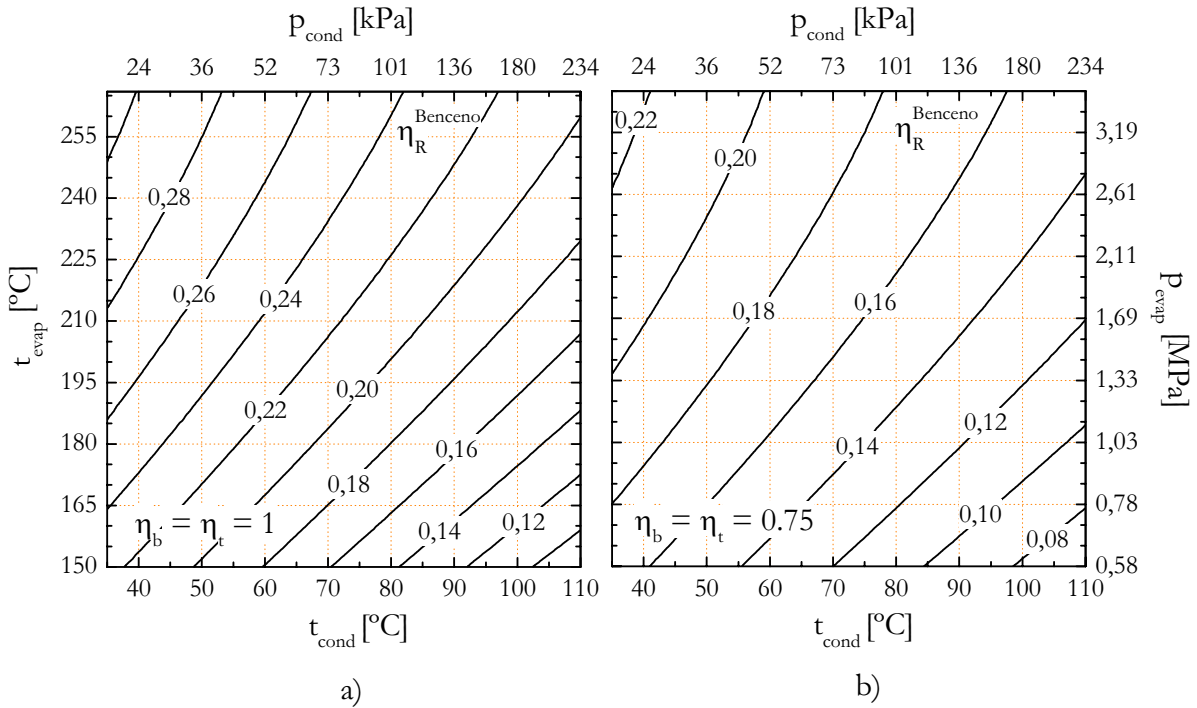


Figura 2-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con benceno como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.

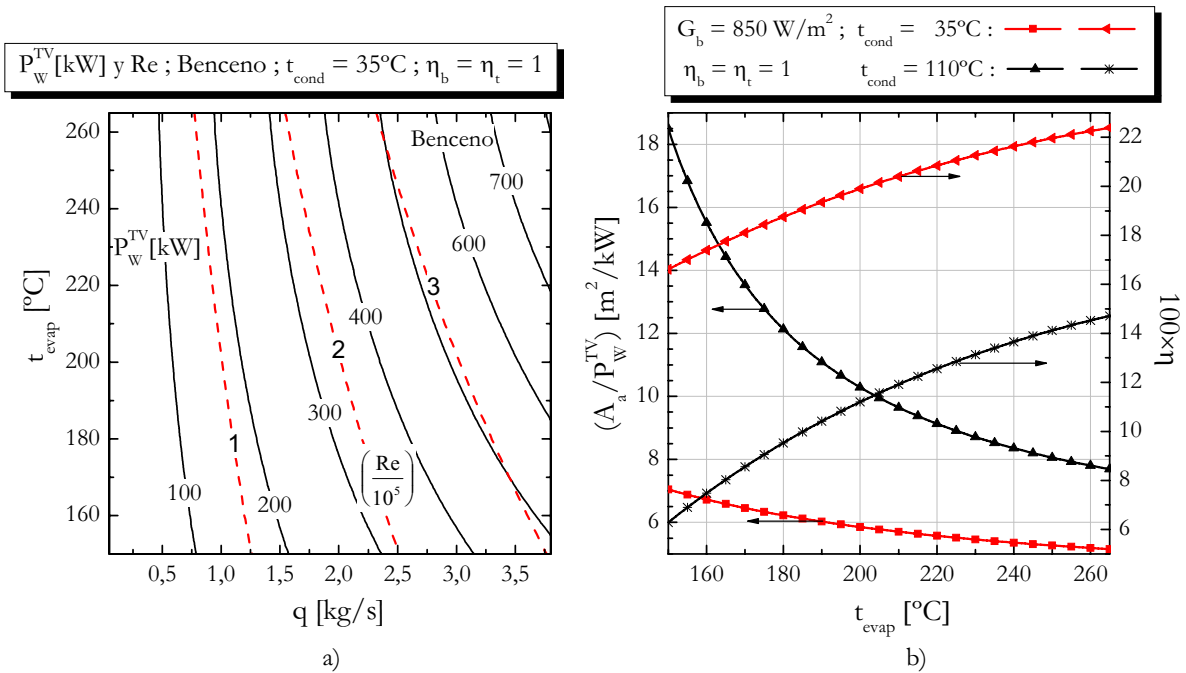


Figura 2-14. Con benceno como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

En las siguientes figuras, análogas a la anterior, se presentan los resultados para el tolueno, ciclohexano, heptano, octano, nonano y decano.

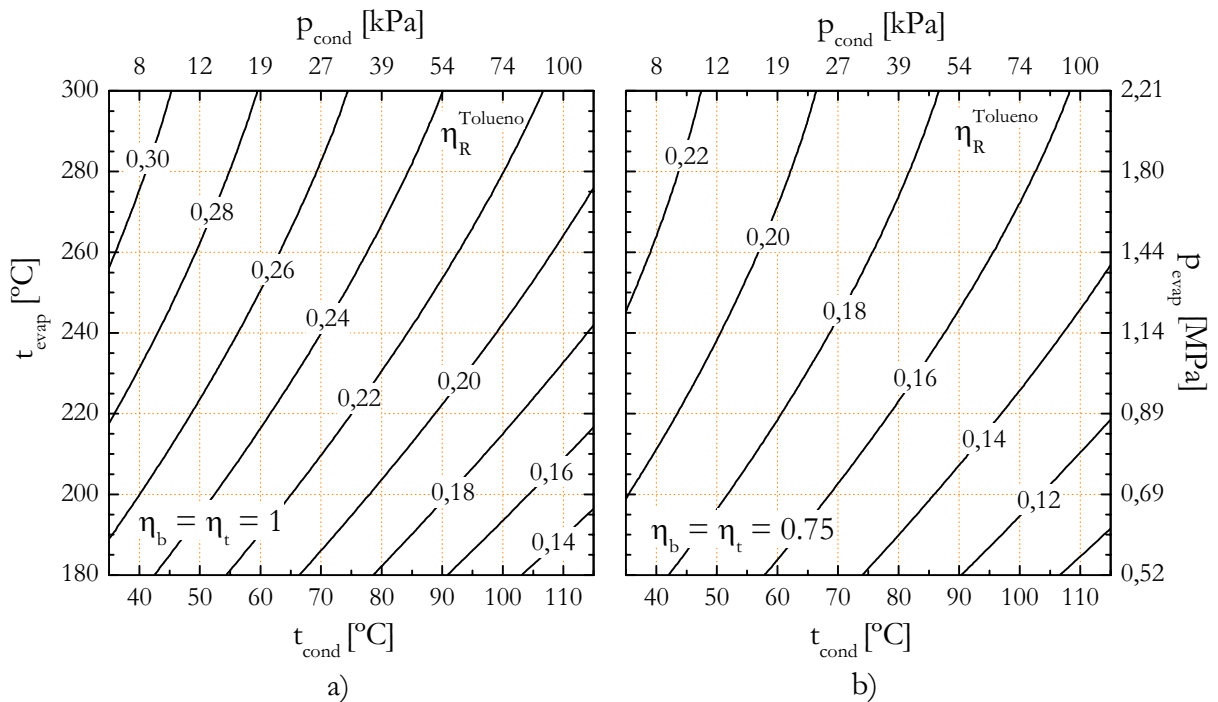


Figura 2-15. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.

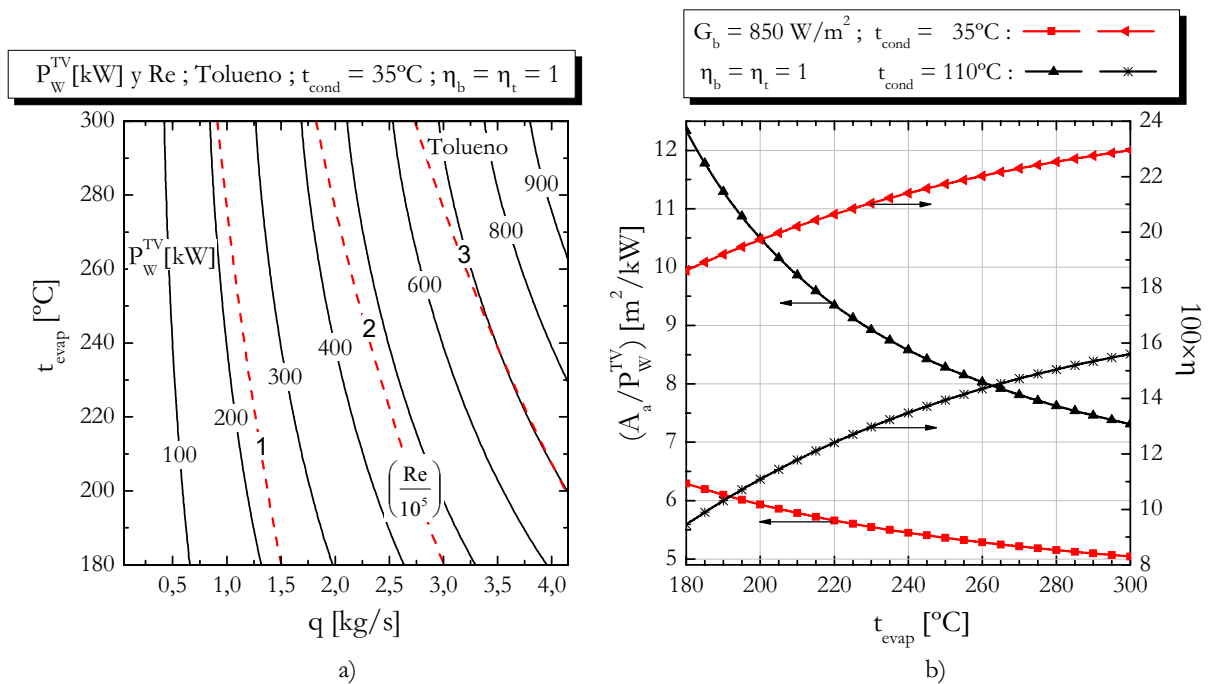


Figura 2-16. Con tolueno como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

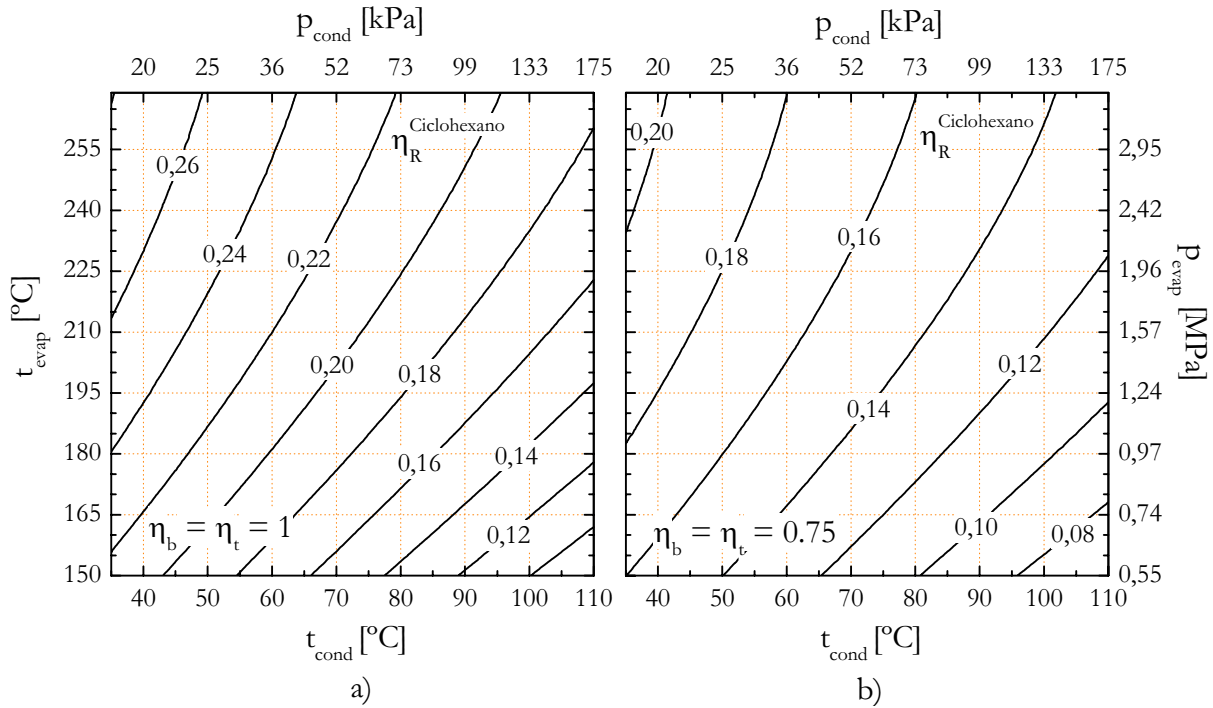


Figura 2-17. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con ciclohexano como fluido de trabajo frente a la temperatura/presión de condensación y evaporación.

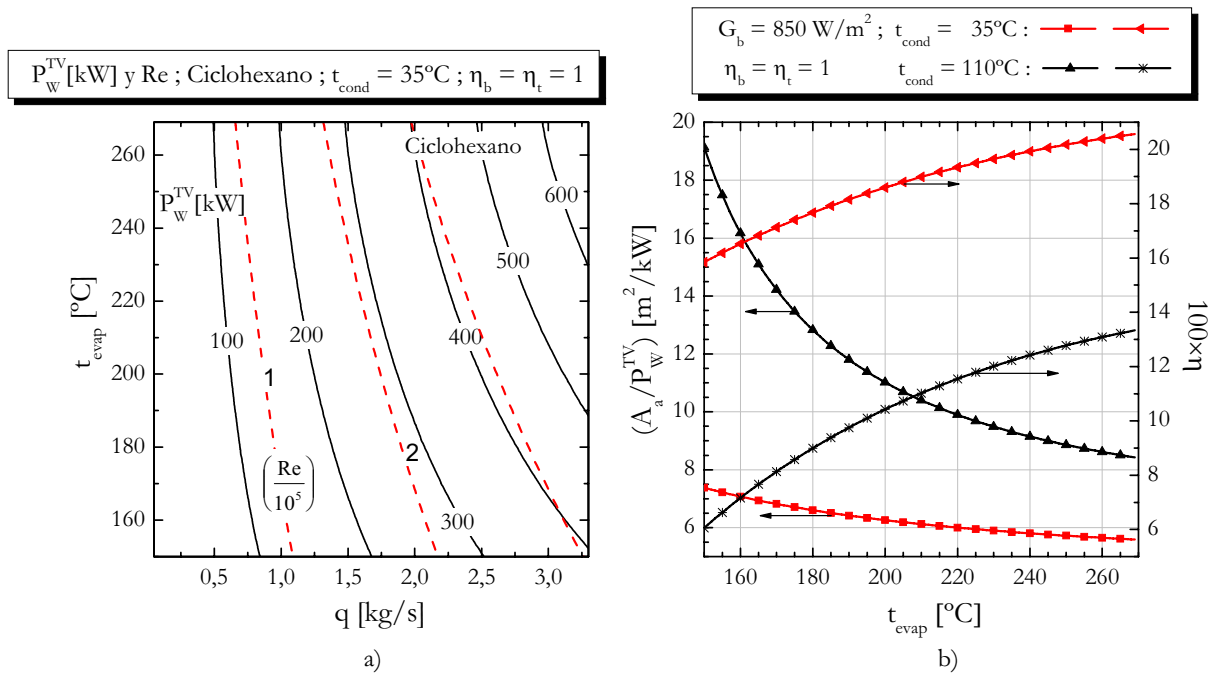


Figura 2-18. Con ciclohexano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

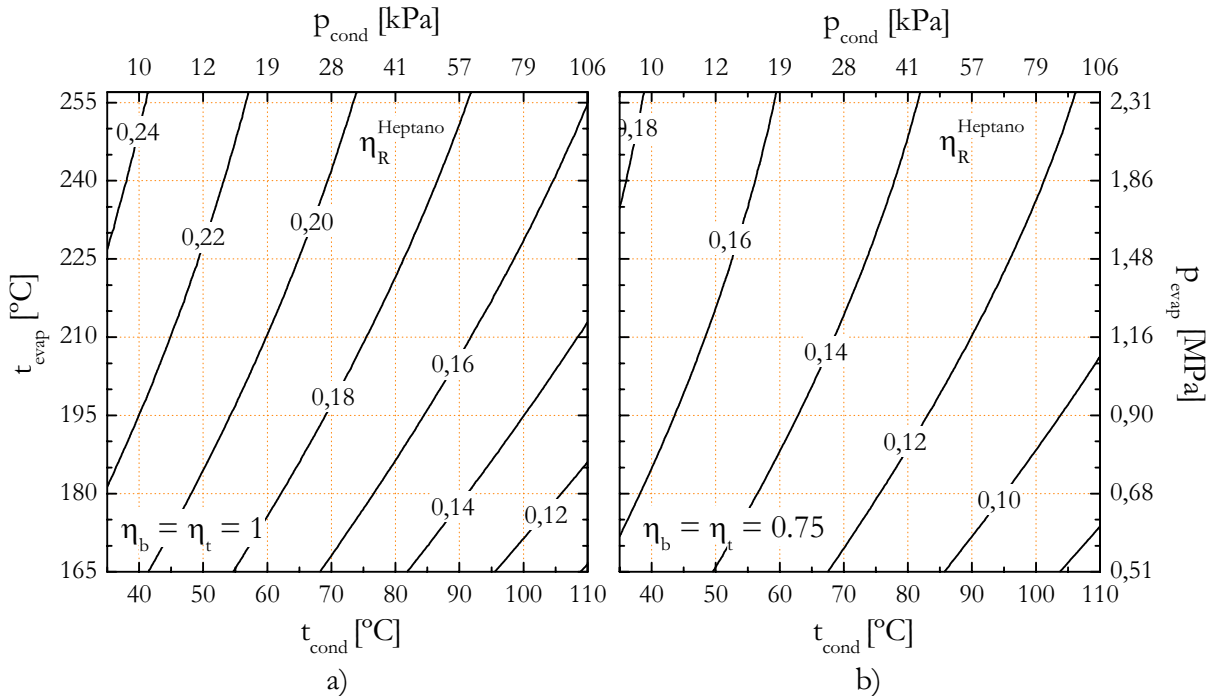


Figura 2-19. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con heptano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación

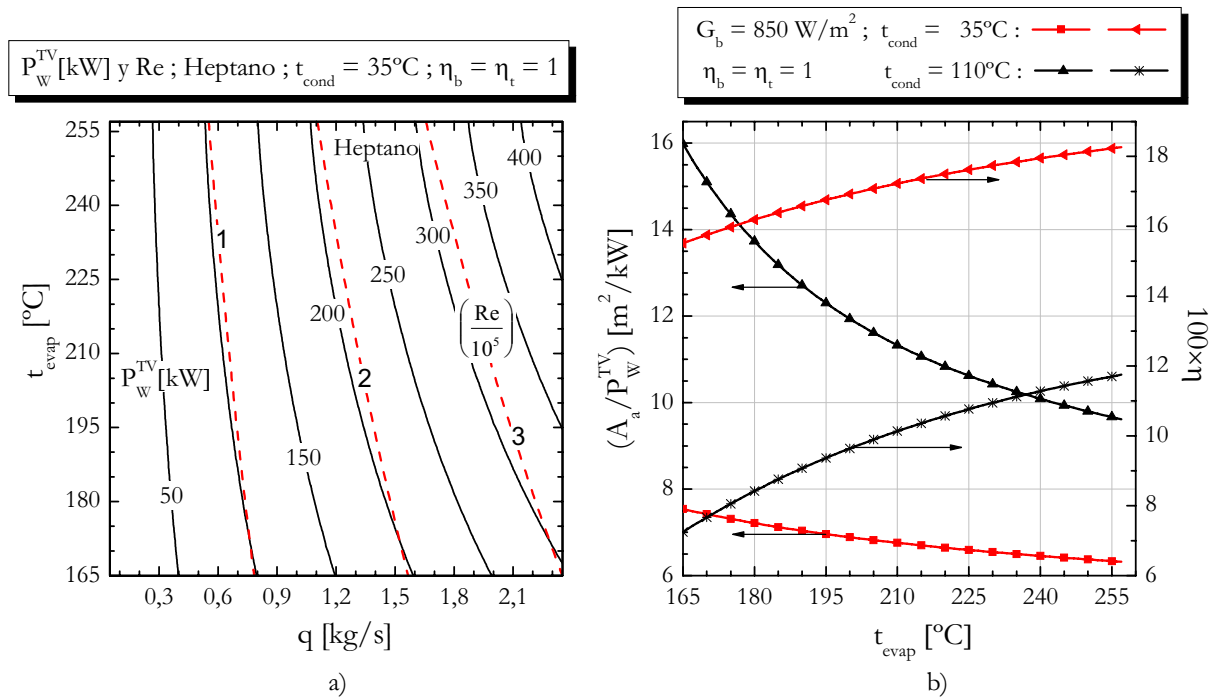


Figura 2-20. Con heptano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

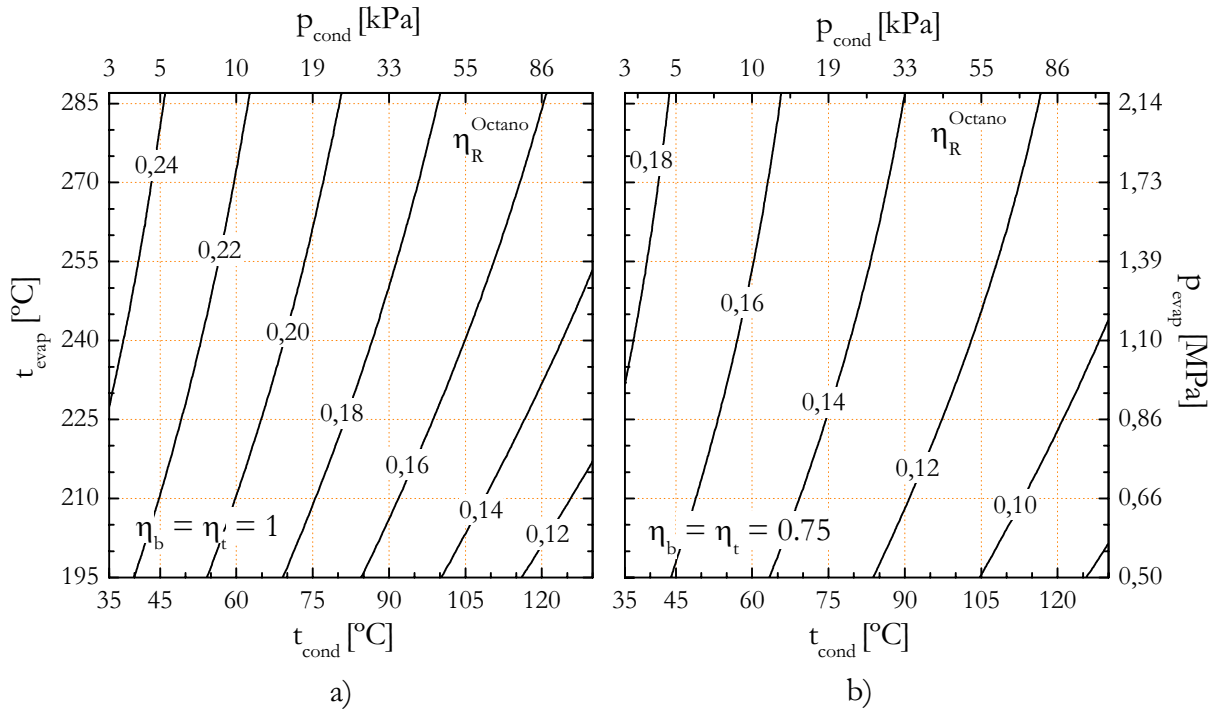


Figura 2-21. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con octano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.

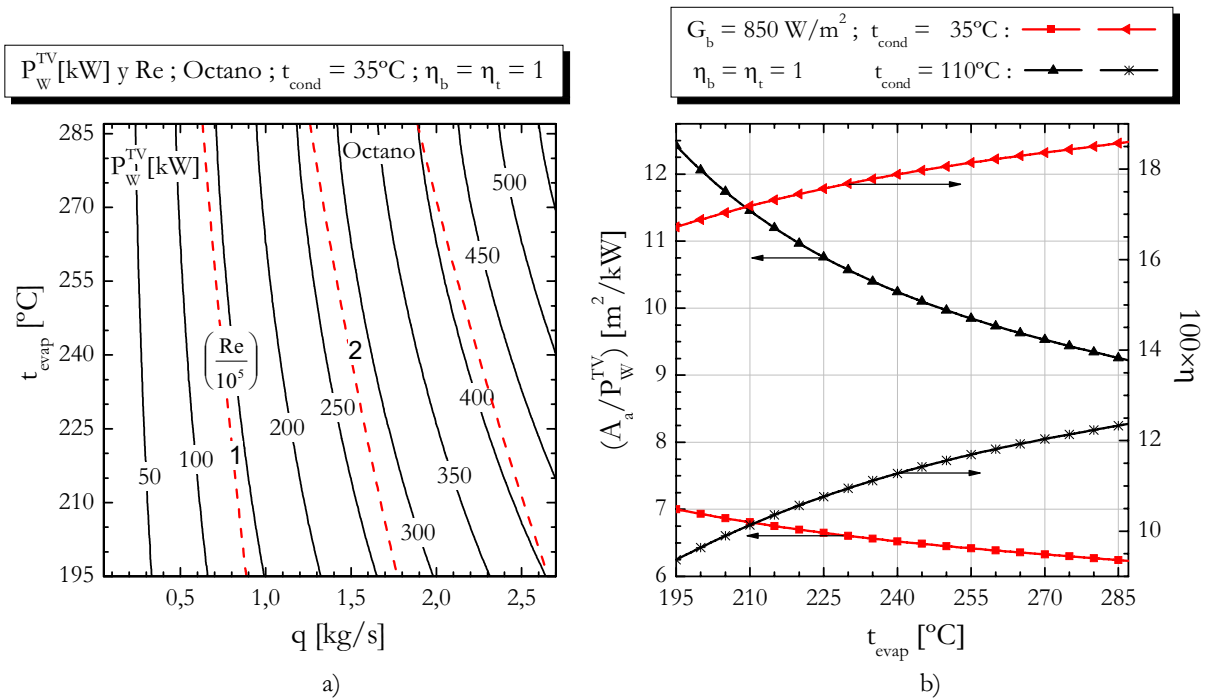


Figura 2-22. Con octano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

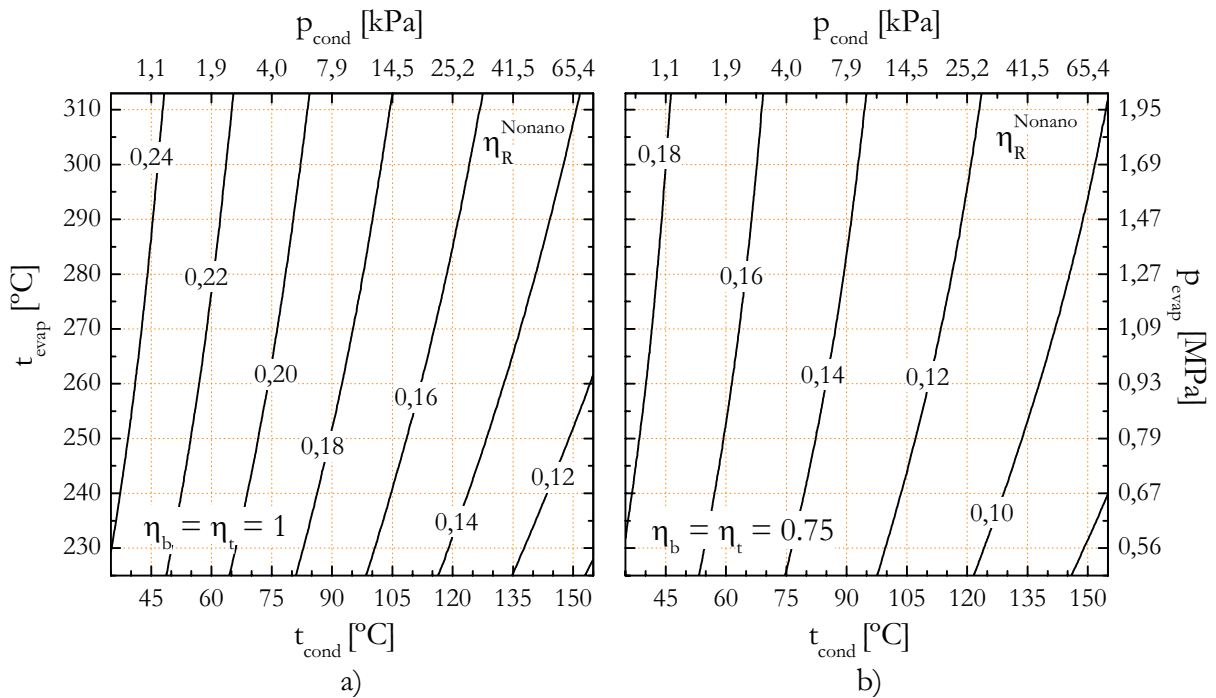


Figura 2-23. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con nonano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación

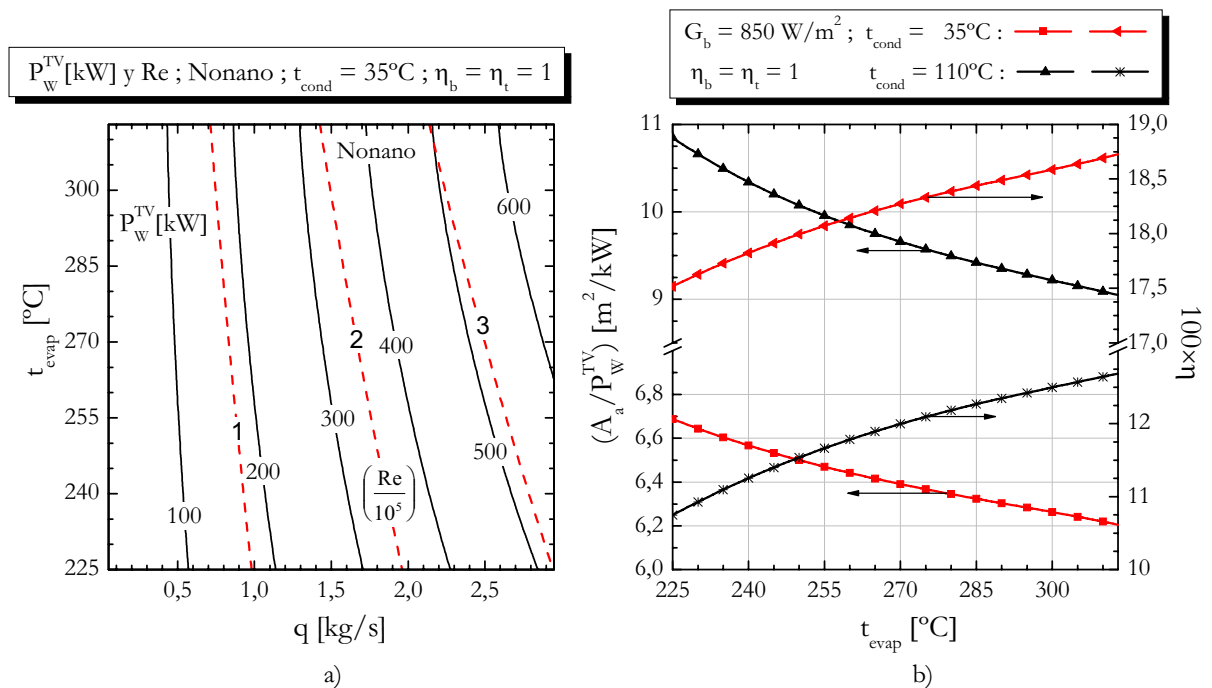


Figura 2-24. Con nonano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

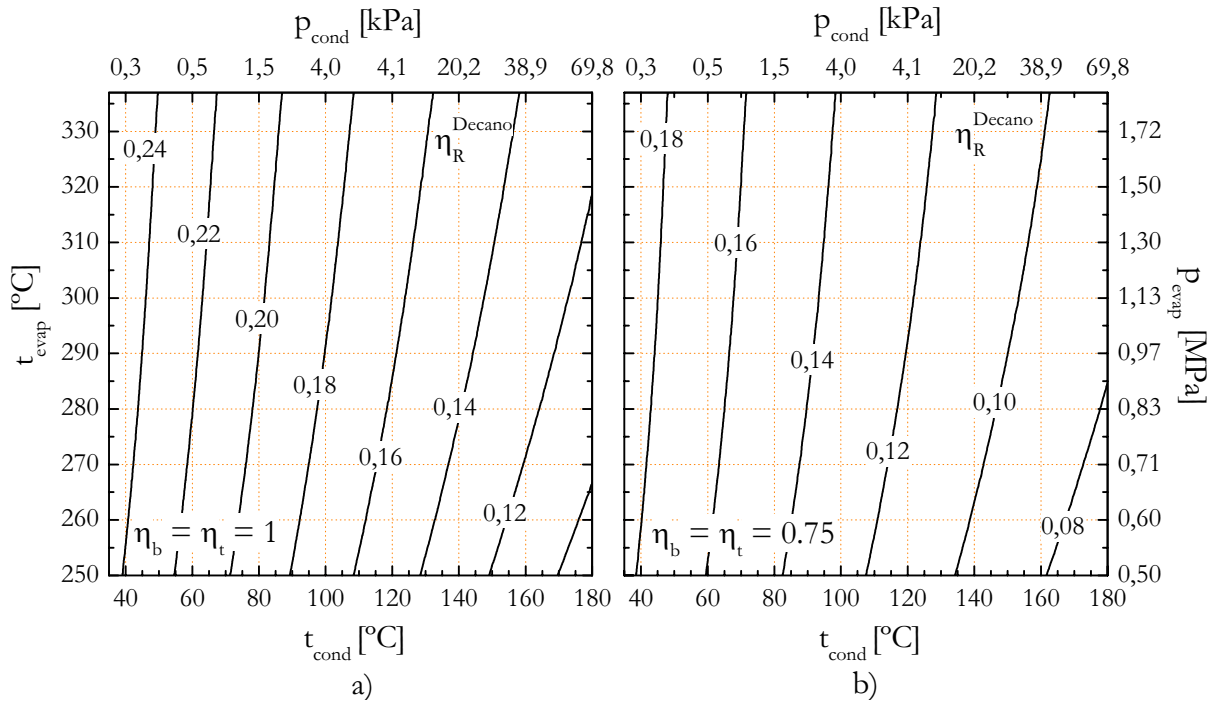


Figura 2-25. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con decano como fluido de trabajo en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación.

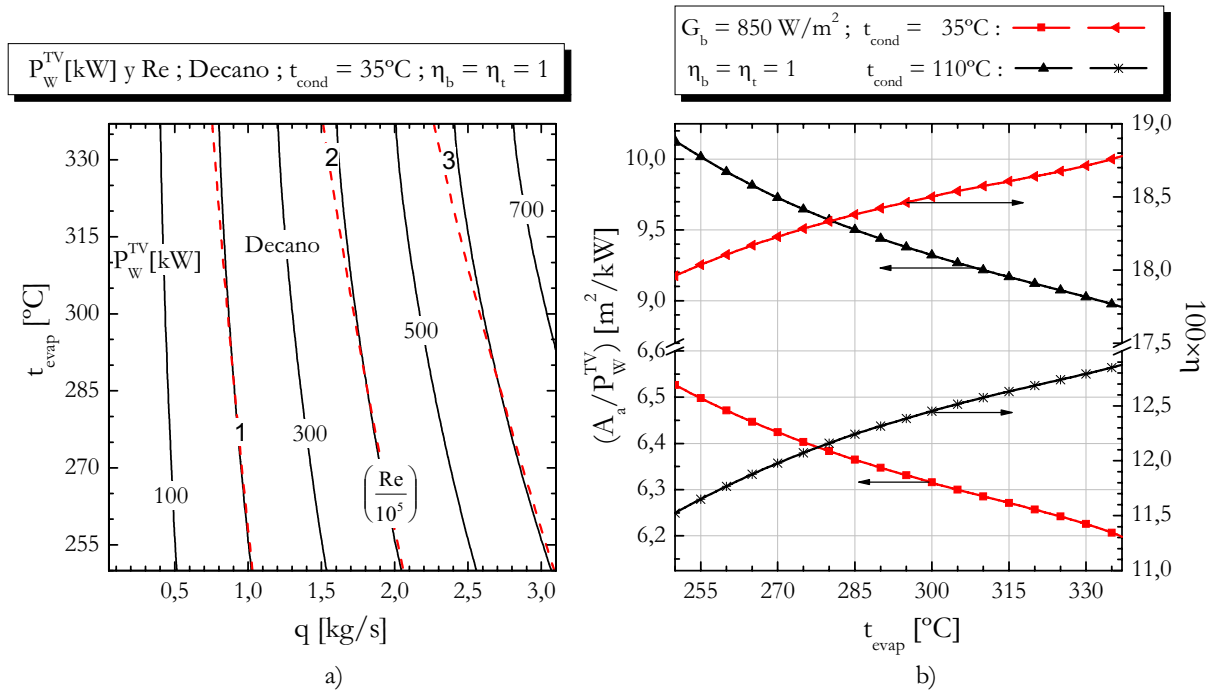


Figura 2-26. Con decano como fluido de trabajo, a) potencia desarrollada por la turbina de vapor y Re en función de q y t_{evap} y b) rendimiento total y superficie de apertura necesaria por unidad de potencia desarrollada en la turbina de vapor en función de la temperatura de evaporación.

El comportamiento cualitativo obtenido para todos los fluidos es básicamente el mismo observándose que:

- El intervalo de valores del caudal másico que proporciona un número de Reynolds en la etapa de precalentamiento en el interior del tubo absorbedor DISS hasta 300000 hace que sea posible extraer mediante una turbina de vapor hasta 300-325 kW en el caso del heptano, 400 kW con octano, 450 kW con ciclohexano, 500 kW con benceno y nonano, 600 kW con decano y 700 kW con tolueno. Estos datos contrastan con los casi 2300 kW extraíbles si se utilizase agua como fluido de trabajo.
- La dependencia del cociente (A_a / P_w^{TV}) con la temperatura de evaporación es mayor a mayores valores de la temperatura de condensación en el ciclo. Es decir, la elección de la t_{evap} del ciclo es más crítica cuanto mayor sea la temperatura de condensación.

2.6 Rendimiento total, superficie de apertura y caudal másico de un sistema de 100 kW. Comparación entre fluidos

En esta sección se presentan los valores del rendimiento total, de la superficie de apertura necesaria y del caudal másico de fluido de trabajo necesario circulando por un tubo absorbedor DISS montado en un CCP-LS3 para un sistema con una turbina de vapor que produzca una potencia representativa de 100 kW. Los valores del rendimiento interno de ésta última que se han tomado para el cálculo son los dados por Stine y Geyer (2001) para el nivel correspondiente de potencia y que están dados en la Tabla 1-1 (p. 79). Por tanto, en el caso del agua se ha tomado un valor de 0.50 y para el resto de fluidos un valor de 0.75. El valor escogido para el rendimiento isoentrópico de la bomba de alimentación es 0.75, parámetro cuya influencia sobre el valor del rendimiento térmico del ciclo Rankine es muy pequeño dado el reducido valor de la relación de trabajos en dicho ciclo termodinámico. Los resultados que se presentan se refieren a una configuración GDV del motor térmico solar y se dan tanto para una temperatura de condensación en el ciclo termodinámico de Rankine de 35°C como de 110°C. De esta forma es posible comparar los valores de los parámetros del sistema que se consideran más significativos (rendimiento total, superficie de apertura y caudal másico de fluido de trabajo) cuando la potencia térmica cedida por el ciclo tenga como posterior utilidad el precalentamiento del agua de alimentación de la unidad de ósmosis inversa u otra aplicación tal y como se comentó en la sección 1.3.

La elección de un valor de la potencia desarrollada por la turbina de vapor de 100 kW responde a varios aspectos:

- Por un lado, y como se verá posteriormente, para la generación de esta potencia se necesitará de una única fila de CCP, lo que hace a estos resultados indicativos para el posible diseño de una instalación experimental.
- Se enmarca al sistema de producción de energía dentro del ámbito de la generación distribuida.

En esta sección no se ha supuesto – a excepción del agua – un valor igual a la unidad del factor de eficiencia del captador en la zona de correspondiente al precalentamiento, lo que si se ha hecho en la zona de evaporación.

En la Figura 2-27 y en la Figura 2-28 se representa el rendimiento total del sistema para un valor de la irradiancia solar directa de 850 W/m^2 y un ángulo de incidencia nulo ($\theta = 0^\circ$) en función de la temperatura de evaporación en el ciclo termodinámico de Rankine para una temperatura de condensación de 35°C y 110°C respectivamente. En ambas gráficas se ha representado la curva correspondiente al agua con propósito comparativo.

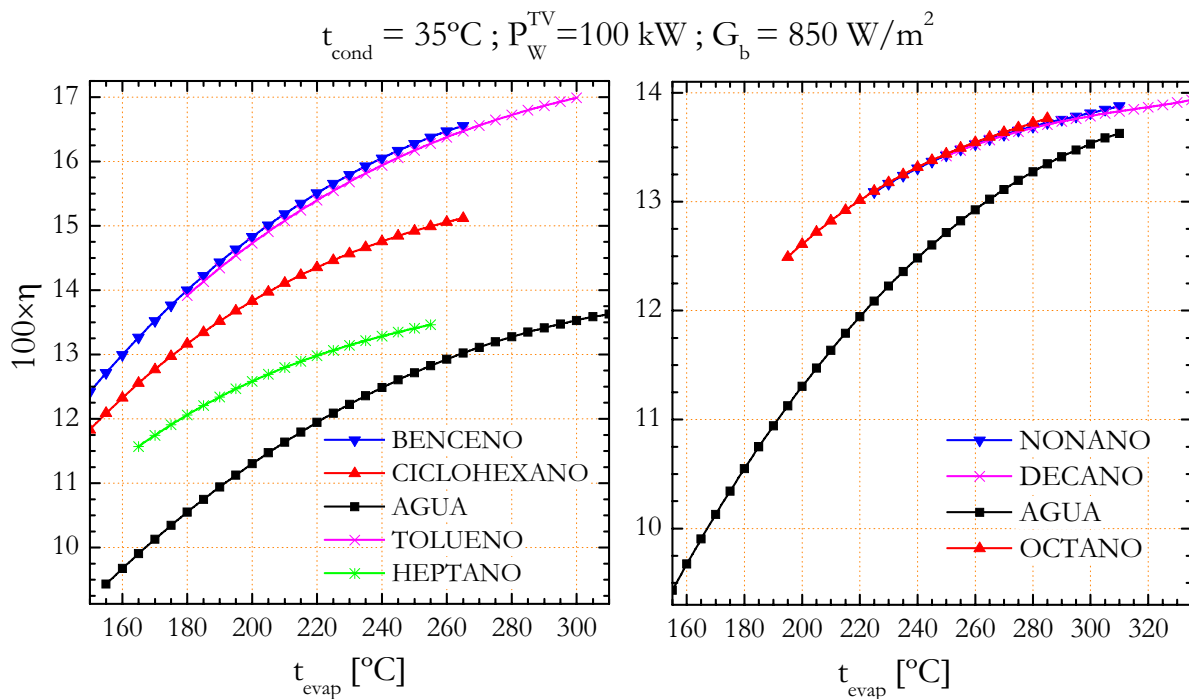


Figura 2-27. Rendimiento total (η) obtenido con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_{\text{b}} = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

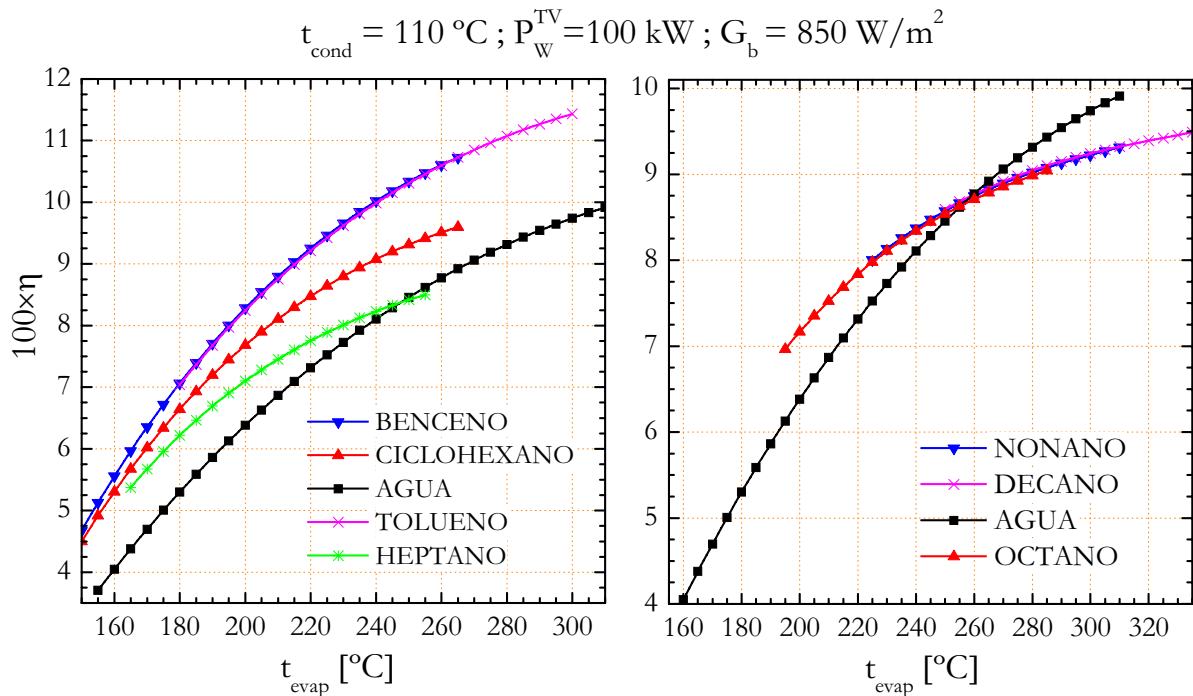


Figura 2-28. Rendimiento total (η) obtenido con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_{\text{b}} = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

En las dos figuras anteriores se destacan los siguientes aspectos cualitativos:

- La temperatura de condensación en el ciclo termodinámico de Rankine es un parámetro que influye de manera muy importante en el rendimiento total. Además, esta influencia es mayor cuanto menor sea la temperatura de evaporación del ciclo.
- El rendimiento total crece de forma monótona para todos los fluidos de trabajo considerados cuando lo hace la temperatura de evaporación. Este comportamiento se debe, fundamentalmente, a la tecnología de captador solar térmico y a las condiciones de operación del ciclo para las que se ha calculado el rendimiento total. Si el mismo cálculo se hubiese realizado en el mismo intervalo con un captador de menor rendimiento se podría haber alcanzado un máximo de la curva del rendimiento total. Sin embargo, este máximo hubiese tenido un valor absoluto del rendimiento total menor que el alcanzado con las curvas representadas en las dos figuras anteriores para el mismo valor de la temperatura de evaporación.
- El benceno y el tolueno presentan valores del rendimiento total muy similares entre sí en el intervalo de temperaturas de evaporación comunes a ambas sustancias. La misma situación se da entre el octano, nonano y decano.
- El rendimiento total obtenido con benceno, tolueno y ciclohexano se mantiene siempre por encima del obtenido con agua en el intervalo de temperaturas de condensación considerado. Lo anterior también es cierto para el heptano cuando la temperatura de evaporación se mantiene por debajo de los 245°C .

La superioridad del octano, nonano, y decano respecto al agua en términos del rendimiento total está condicionada por los valores de la temperatura de condensación y evaporación. Como se observa, para una temperatura de condensación de 35°C (Figura 2-27) el rendimiento total con los tres alcanos anteriores es superior al del agua e inferior al del tolueno y el benceno. Sin embargo, para una temperatura de condensación de 110°C (Figura 2-28) y temperaturas de evaporación superiores a los 260°C el agua da lugar a un rendimiento superior, situándose la diferencia en un 1.5% para una temperatura de evaporación de 265°C y en un 6.3% para un valor de la temperatura de evaporación de 310°C. En esta última situación la presión de calentamiento del agua en el interior de los tubos absorbedores DISS se situaría en los 9.865 MPa, muy cerca del valor de 10 MPa al que ha sido sometidos en la práctica los tubos absorbedores DISS como valor máximo.

De acuerdo con las figuras anteriores, un sistema que operase con tolueno como fluido de trabajo con una temperatura de evaporación de 300°C sería el sistema con mayor rendimiento total. En relación a un sistema con agua como fluido de trabajo y el mismo valor de la temperatura de evaporación el incremento de rendimiento oscila entre un 25.6% y un 17.4% cuando la temperatura de condensación lo hace entre 35°C y 110°C.

El comportamiento cualitativo y relativo entre fluidos exhibido por el rendimiento total se traduce en el comportamiento de la superficie de apertura necesaria para generar 100 kW por parte de la turbina de vapor representada en la Figura 2-29 para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y en la Figura 2-30 para $t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C}$.

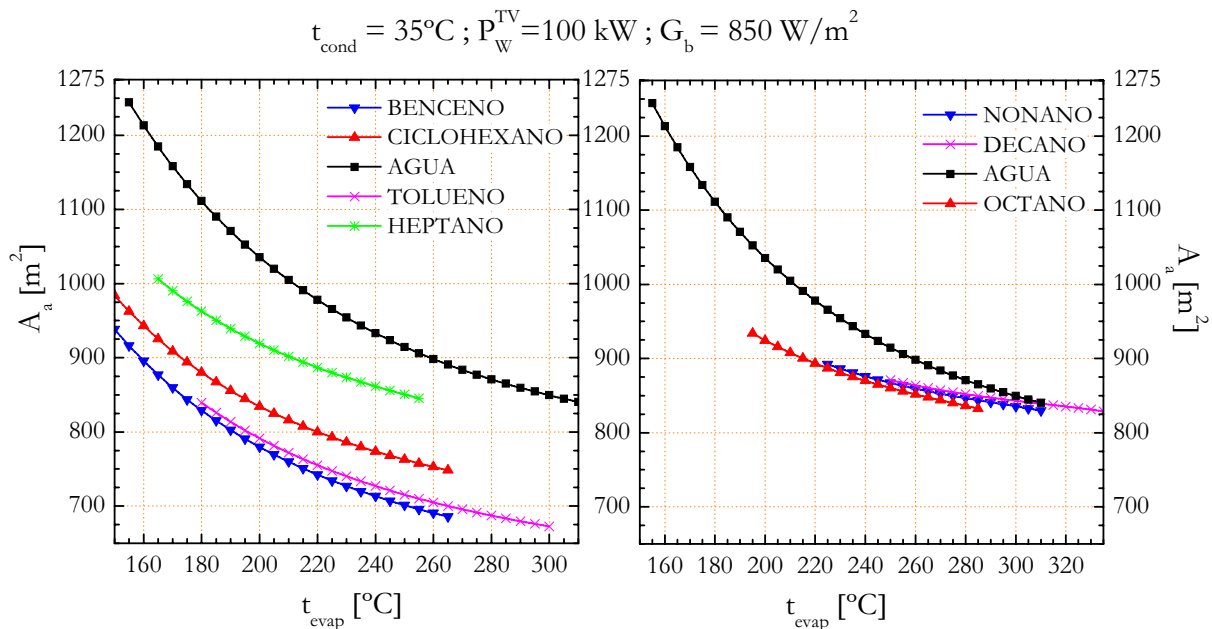


Figura 2-29. Superficie de apertura necesaria (A_a) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_{\text{b}} = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

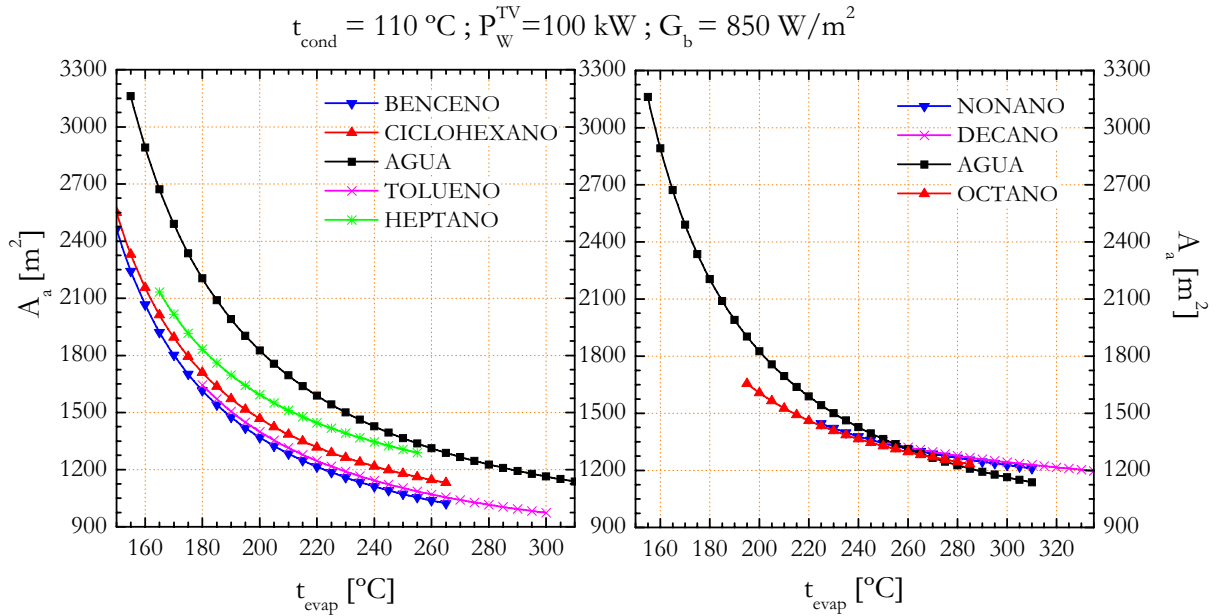


Figura 2-30. Superficie de apertura necesaria (A_a) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_b = 850\text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^{\circ}\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

Los valores más pequeños de la superficie de apertura necesaria se sitúan:

- Para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$, entre los 672.7 m^2 si se utiliza tolueno a una temperatura de evaporación de 300°C y los 840.6 m^2 si se utiliza agua a una temperatura de evaporación de 310°C . En este último caso, a una temperatura de evaporación de 265°C – presión de calentamiento de 5.085 MPa – la superficie de apertura necesaria sería de 890.7 m^2 .
- Para $t_{\text{cond}} = 110^{\circ}\text{C}$, entre los 973.4 m^2 necesarios si se utiliza tolueno a una temperatura de evaporación de 300°C y los 1232.6 m^2 si se utiliza octano a una temperatura de evaporación de 285°C .

Por último, se deben tratar también los valores del caudal másico de fluido de trabajo necesario en el sistema de 100 kW y a los correspondientes valores del número de Reynolds (Re). En la Figura 2-31 y en la Figura 2-32 se han representado los valores del caudal másico de fluido de trabajo necesarios cuando la temperatura de condensación en el ciclo termodinámico de Rankine se sitúa en 35°C y 110°C respectivamente. Un aumento de la temperatura de evaporación implica un mayor salto entálpico isoentrópico a disposición de la turbina de vapor y por ende el descenso del caudal másico.

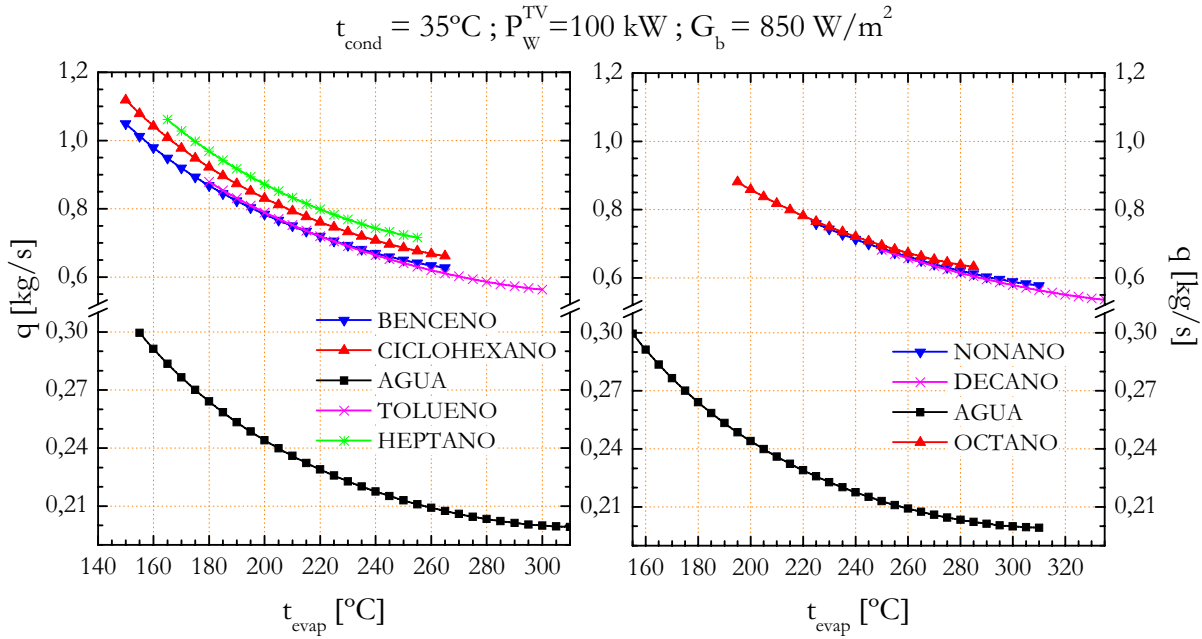


Figura 2-31. Caudal másico necesario (q) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_{\text{b}} = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

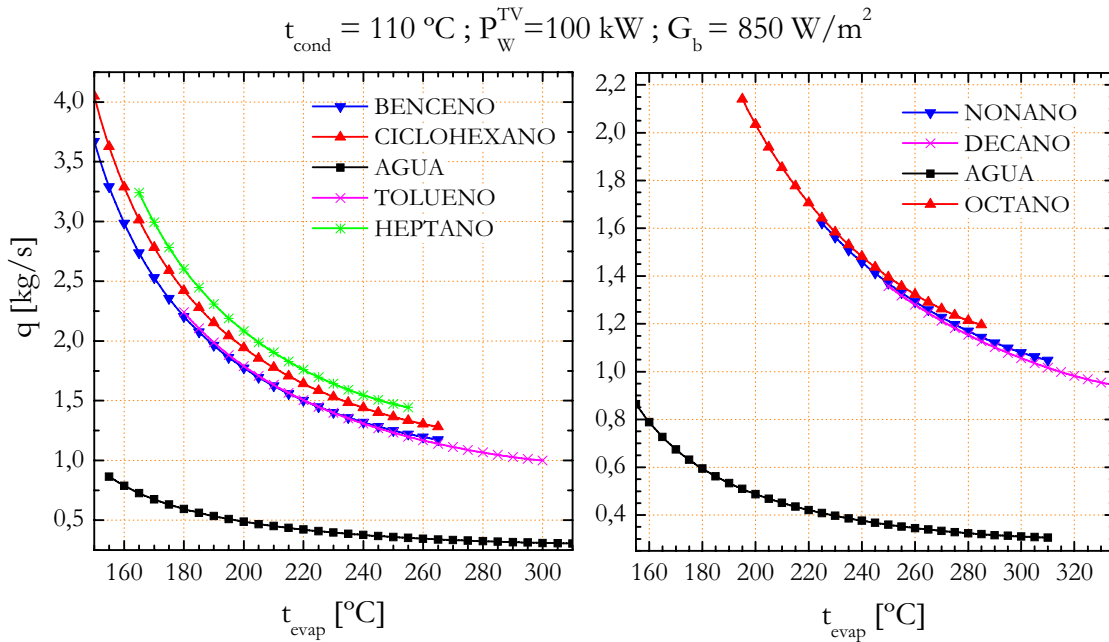


Figura 2-32. Caudal másico necesario (q) con todos los fluidos de trabajo considerados para $G_{\text{b}} = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 110^{\circ}\text{C}$ y una potencia generada por la turbina de vapor de 100 kW.

En las dos figuras citadas se observa que el caudal másico necesario si se utiliza agua como fluido de trabajo es sensiblemente menor que en el caso de los restantes fluidos, para los que los valores son similares. Además, la diferencia decrece a medida que la temperatura de evaporación crece. Para una temperatura de condensación de 35°C el caudal másico necesario de agua se sitúa por debajo de los 0.3 kg/s , alcanzándose un valor de 0.207 kg/s para $t_{\text{evap}} = 265^{\circ}\text{C}$ y 0.199 kg/s para $t_{\text{evap}} = 310^{\circ}\text{C}$. Cuando la temperatura de

condensación se aumenta hasta los 110°C los valores anteriores crecen hasta 0.339 kg/s y 0.305 kg/s respectivamente. Estos valores tienen asociados unos números de Reynolds calculados a la temperatura promedio de precalentamiento superiores a $2.9 \cdot 10^4$ e inferiores a $6.1 \cdot 10^4$, por lo que en el interior del tubo se dispondría de régimen turbulento.

A título ilustrativo, en la Tabla 2-6 y en la Tabla 2-7 se dan los valores numéricos de los parámetros más representativos del sistema de 100 kW para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C y 110°C respectivamente y una irradiancia solar directa de 850 W/m². El cálculo de los valores de ambas tablas se ha realizado tomando $\eta_t = 0.50$ para el agua y $\eta_t = 0.75$ para el resto de fluidos y $\eta_b = 0.75$ para todos los fluidos.

Tabla 2-6. Temperatura/presión de evaporación, rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento total, superficie de apertura, caudal másico y número de Reynolds con cada uno de los fluidos de trabajo y una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C.

Sustancia	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C} ; G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
	$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]/p_{\text{evap}} [\text{MPa}]$	$\eta_R (\%)$	$\eta (\%)$	$A_a [\text{m}^2]$	$q [\text{kg/s}]$	$Re/10^4$
Agua	310/9.865	19.03	13.63	840.6	0.199	3.25
Benceno	265/3.631	22.67	16.55	685.9	0.627	8.14
Tolueno	300/3.276	23.37	16.99	672.7	0.563	6.81
Ciclohexano	269/3.531	20.72	15.16	744.7	0.657	10.0
Heptano	257/2.376	18.38	13.48	843.3	0.713	12.9
Octano	287/2.200	18.85	13.78	830.8	0.631	10.0
Nonano	313/2.030	19.08	13.90	827.9	0.575	8.08
Decano	337/1.896	19.21	13.95	827.6	0.535	7.09

Tabla 2-7. Temperatura/presión de evaporación, rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento total, superficie de apertura, caudal másico y número de Reynolds con cada uno de los fluidos de trabajo y una temperatura de condensación en el ciclo de 110°C.

Sustancia	$t_{\text{cond}} = 110^\circ\text{C} ; G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
	$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]/p_{\text{evap}} [\text{MPa}]$	$\eta_R (\%)$	$\eta (\%)$	$A_a [\text{m}^2]$	$q [\text{kg/s}]$	$Re/10^4$
Agua	310/9.865	13.94	9.91	1137.6	0.305	6.03
Benceno	265/3.631	14.78	10.72	1022.5	1.173	20.2
Tolueno	300/3.276	15.84	11.43	973.4	0.999	15.9
Ciclohexano	269/3.531	13.27	9.65	1120.2	1.265	25.5
Heptano	257/2.376	11.69	8.53	1282.1	1.435	34.0
Octano	287/2.200	12.48	9.06	1227.8	1.190	24.9
Nonano	313/2.030	12.92	9.34	1205.3	1.041	19.2
Decano	337/1.896	13.20	9.50	1193.5	0.941	16.1

2.7 Seguridad y toxicidad

Las características de seguridad y toxicidad se cuantifican en esta sección mediante el Valor Límite Umbral (*Threshold Limit Value*, TLV) en su modalidad de Media Ponderada en el Tiempo (*Time Weighted Average*, TWA), la temperatura de autoignición y los límites de explosividad.

El TLV-TWA de una sustancia es un índice publicado por la Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*, ACGIH) definido como la concentración media ponderada en el tiempo de dicha sustancia, para una jornada normal de trabajo de 8 horas y una semana laboral de 40 horas, a la que pueden estar expuestos casi todos los trabajadores repetidamente día tras día, sin efectos adversos. Por otra parte la temperatura de autoignición es la temperatura, a la presión de una atmósfera, a la que una sustancia en contacto con el aire alcanza la energía de activación suficiente para que se inicie la reacción de combustión sin necesidad de una fuente de ignición. Por último, los límites de explosividad de la sustancia delimitan el intervalo de concentraciones del vapor de la sustancia en el aire dentro del cual puede tener lugar la propagación de llama al ponerse en contacto dicha mezcla con una fuente de ignición.

En la Tabla 2-8 se dan los valores de TLV-TWA, temperatura de autoignición y límites de explosividad extraídos de las Fichas Internacionales de Seguridad Química disponibles en la web de la Organización Internacional del Trabajo (www.ilo.org). No se presentan los valores relativos al agua por ser esta sustancia no inflamable y no tóxica.

Tabla 2-8. TLV-TWA, temperatura de autoignición y límites de explosividad de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con el captador cilindro-parabólico LS-3.

	TLV- TWA (ppm)	Temperatura de autoignición [°C]	Límites de explosividad (% en volumen en el aire)
Benceno	0.5	498	1.2 - 8
Tolueno	50	480	1.1 – 7.1
n-heptano	400	285	1.1 – 6.7
Ciclohexano	300	260	1.3 – 8.4
n-decano	n. e.	210	0.8 – 5.4
n-octano	300	206	1.0 – 6.5
n-nonano	200	205	0.8 – 2.9

Destaca en dicha tabla el reducido valor de TLV-TWA del benceno lo que hace de esta sustancia la más tóxica de las consideradas, seguida del tolueno. Sin embargo, estas dos sustancias presentan unas temperaturas de autoignición superiores a los valores de la

temperatura de operación alcanzables con el CCP LS-3. Por su parte, el ciclohexano y el heptano presentan unas características de toxicidad mejores que las otras dos sustancias si bien sus temperaturas de autoignición son menores, siendo este problema más importante en el ciclohexano que en el heptano. En efecto, en el caso del ciclohexano el valor de 260°C de temperatura de autoignición se encuentra dentro del intervalo de temperaturas de evaporación seleccionado para dicha sustancia aunque muy cerca de su extremo superior. Lo anterior no ocurre para el heptano pues el valor de 285°C es superior a la temperatura crítica de dicha sustancia (266.98°C). En cuanto a los límites de explosividad, éstos se consideran similares en las cuatro sustancias.

2.8 Preselección de fluidos

Vistos los resultados obtenidos en las secciones anteriores, fundamentalmente la 2.5 y 2.6, quedan claras las cuestiones que se exponen en los siguientes párrafos.

Para los valores de η_t escogidos, en la mayor parte del intervalo de temperaturas de condensación el agua es la sustancia que presenta un peor rendimiento total del motor solar térmico con el captador cilindro-parabólico LS-3 operando mediante tecnología GDV y utilizando los tubos absorbedores DISS. Ni siquiera aumentando la temperatura de evaporación hasta los 310°C se consigue que el rendimiento total sea superior al proporcionado por fluidos como el heptano, octano, nonano y decano para temperaturas de condensación en el ciclo termodinámico de Rankine entre 35°C y 47°C. Estas temperaturas de condensación podrían ser las apropiadas para llevar a cabo el precalentamiento de un agua de mar de alimentación de la unidad de ósmosis inversa que se encontrase a una temperatura media de 20°C.

Además, las presiones de equilibrio líquido - vapor del agua son considerablemente mayores que las de los alcanos mencionados anteriormente, fundamentalmente a temperaturas de evaporación elevadas, lo que, por otra parte, implica mejores valores del rendimiento total. Para una temperatura de evaporación del agua de 265°C la presión de equilibrio es de unos 5 MPa, es decir, al menos dos veces mayor que las del heptano, octano, nonano y decano. Si se considera un temperatura de evaporación del agua de 310°C la presión en el interior del tubo absorbedor es más de cuatro veces mayor. Sin embargo, las temperaturas de autoignición del octano, nonano y decano se encuentran ligeramente por encima de los 200°C, que es una temperatura alcanzable por un fluido que circule por el interior del tubo absorbedor de un CCP. A su vez, los valores del rendimiento total alcanzados con las tres sustancias anteriores y con el heptano son inferiores a los que pueden alcanzarse con el ciclohexano y, sobre todo, con el benceno y el tolueno como fluidos de trabajo. Estas dos últimas sustancias se caracterizan por una temperatura de autoignición superior a los 475°C. Sin embargo, el benceno es una

sustancia mucho más tóxica que el tolueno y más aun que el resto de fluidos considerados y por supuesto, que el agua. Tanto el ciclohexano como el heptano presentan unas temperaturas de autoignición sensiblemente mayores que los otros tres alcanos pero siguen siendo demasiado bajas como para ser utilizadas con el CCP LS-3, sobre todo observando los valores de ese mismo parámetro para el benceno y el tolueno y el rendimiento total al que dan lugar.

Por lo tanto, se dispone de tres sustancias que se diferencian del agua de manera considerable en lo que respecta al valor del rendimiento total que proporcionan y que son el ciclohexano, el benceno y el tolueno. De esas tres sustancias el ciclohexano presenta una temperatura de autoignición excesivamente baja (260°C) para su operación con el CCP LS-3 con tubos absorbedores DISS en un proceso de GDV. Por otra parte, el benceno es el fluido que mejor rendimiento total proporciona de todos los considerados a igualdad de condiciones de operación en el ciclo (temperatura de condensación y de evaporación). Sin embargo, esta cualidad queda ensombrecida por la altísima toxicidad que presenta dicha sustancia (TLV – TWA de 0.5 ppm). Tras el benceno, el tolueno se sitúa como el fluido más adecuado desde el punto de vista del rendimiento total y posee un TLV-TWA 100 veces mayor que el anterior aunque menor que el resto de los fluidos.

Por lo tanto se tomará al tolueno como fluido de trabajo del motor térmico solar con CCP que se pretende acoplar a la unidad de ósmosis inversa. En el siguiente capítulo se comentarán algunos aspectos fundamentales relacionados con su estabilidad térmica y con experiencias de su uso como fluido de trabajo de motores solares que se hayan registrado en la bibliografía.

3 Conclusiones

Para un sistema de pequeña potencia – susceptible de estar integrado en un esquema de generación distribuida – y para fuentes de calor de baja y media temperatura (menores de 400°C) el uso del ciclo termodinámico de Rankine con una sustancia orgánica como fluido de trabajo (ciclo Rankine orgánico) es una opción ventajosa frente al ciclo con agua. Las características más atractivas de estos ciclos se derivan del comportamiento termodinámico del fluido orgánico, destacando la dependencia de la entropía del vapor saturado con la temperatura de saturación. Por contra, la utilización de un fluido orgánico concreto puede estar restringida por su toxicidad, peligrosidad y limitada estabilidad térmica. La mayor implantación del ciclo Rankine orgánico se encuentra en el campo de la producción de electricidad a partir de energía geotérmica, encontrándose en progresión su uso en el aprovechamiento de fuentes de calor residual y plantas de cogeneración con biomasa.

Debido a la precisión alcanzable por las modernas ecuaciones de estado multiparamétricas a la hora de reproducir las propiedades termodinámicas de una sustancia, se recomienda el uso de las mismas para la simulación del ciclo Rankine. Además, la convergencia hacia formas funcionales de dichas ecuaciones comunes a varios fluidos supone un incentivo extra sobre todo cuando se trate de realizar análisis comparativos de la operación del ciclo con diferentes sustancias.

En el análisis realizado, en el que se contempla la aplicación a la desalación principalmente mediante el uso de la energía mecánica producida en el ciclo pero también la posibilidad del aprovechamiento del calor descargado, los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo de potencia solar ideal con una temperatura de condensación de 110°C – que permitiría diversos aprovechamientos del calor descargado – indican que pueden alcanzarse valores en torno al 18% con agua, al 15% con benceno y tolueno y entre el 12% y el 13% con ciclohexano, heptano, octano, nonano y decano. Si se reduce la temperatura de condensación hasta los 35°C los valores anteriores crecen hasta un 26% con agua, un 22%-23% con benceno y tolueno, un 20% con ciclohexano y entre un 18%-19% con heptano, octano, nonano y decano.

Para el caso concreto de un ciclo cuya turbina de vapor generase 100 kW, la incorporación de los valores estimados para el rendimiento isoentrópico de la misma – 0.50 para el agua y 0.75 para el resto de fluidos – provoca que el benceno y el tolueno sean las sustancias que proporcionan el mejor rendimiento total, y por ende, menor superficie de apertura. Además, desde el punto de vista del criterio anterior, el agua queda desplazada al último lugar en la práctica totalidad del intervalo de temperaturas de condensación de 35°C – 110°C y de evaporación analizado. La superficie de apertura necesaria para generar la potencia mecánica anterior se sitúa, en el mejor de los casos, en algo menos de 700 m² y de 1000 m² en el intervalo de temperaturas de condensación del ciclo Rankine de 35°C – 110°C. Para la obtención de los valores anteriores se considera al tolueno como la mejor sustancia siendo los valores del caudal másico del mismo lo suficientemente altos para asegurar un régimen turbulento en el interior de los tubos absorbedores del CCP LS-3.

4 Referencias

AENOR. Energía solar. Vocabulario. (ISO 9488:1999). 2001, 53 p.

AGÜERA SORIANO, J. Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. Quinta edición actualizada. Madrid: Ciencia 3, D. L., 2002. 706 p. ISBN 84-95391-01-05.

AJONA, J. I. “Electricity generation with distributed collector system”. En *Solar thermal electricity generation lectures from the Summer School at the Plataforma Solar de Almería : Almería,*

13th-17th July, 1998. 2001. Madrid: CIEMAT. p. 7-77. Colección Documentos CIEMAT. ISBN 84-7834-398-9.

ANGELINO, G.; M. GAIA; E. MACCHI. A review of Italian activity in the field of Organic Rankine Cycles. 1984. Proceedings of the International VDI-Seminar. Zurich, 10-12 de septiembre de 1984.

ANGELINO, G.; P. COLONNA. Multicomponent working fluids for organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy*. 1998, vol. 23, n° 6, p. 449-463.

a) ANGELINO, G.; P. COLONNA. Air cooled siloxane bottoming cycle for molten carbonate fuel cells. 2000. 2000 Fuel Cell Seminar. Portland, Oregon, 30 de octubre – 2 de noviembre de 2000.

b) ANGELINO, G.; P. COLONNA. Organic Rankine Cycles (ORCs) for energy recovery from molten carbonate fuel cells. 2000. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC). Vol. 2, p. 1400-1409. Las Vegas, Nevada, 24 – 28 de julio de 2000.

BLIEM, C. J.; G. L. MINES. *Advanced Binary Geothermal Power Plants. Working Fluid Property Determination and Heat Exchanger Design*. Idaho National Engineering Laboratory, 1989. Disponible en http://www.osti.gov/bridge/product.biblio.jsp?query_id=0&page=0&osti_id=630309. [Última consulta: 20 de junio de 2005] .

BRUNO, J. C. *Revisión de posibilidades de acoplamiento entre motores térmicos solares y planta de ósmosis inversa*. Segunda reunión del proyecto OSMOSOL - Desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica. Sevilla, junio de 2006. Informe interno

CURRAN, H. M. Use of Organic Working Fluids in Rankine Engines. *Journal of Energy*. 1981, vol. 5, n° 4, p. 218-223.

DUFFIE, J. A.; W. A. BECKMAN. *Solar engineering of thermal process*. Segunda edición. Nueva York: John Wiley, 1991. 919 p. ISBN 0-471-51056-4.

GAWLIK, K.; V. HASSANI. Advanced Binary Cycles: Optimum Working Fluids. Geothermal Resources Council Annual Meeting. San Diego, California, 20-23 de septiembre de 1998.

GOODWIN, R. D. Benzene Thermophysical Properties from 279 to 900 K at Pressures to 1000 Bar. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 1988, vol. 17, n° 4, p. 1541-1636.

GOSWAMI, D. Y.; F. KREITH; J. F. KREIDER. *Principles of solar engineering*. Segunda edición. Philadelphia: Taylor and Francis, 1999. 694 p. ISBN 1-56032-714-6.

GUNGOR, K. E.; R. H. S. WINTERTON. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1986, vol. 29, p. 351-358.

GUNGOR, K. E.; R. H. S. WINTERTON. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *Chemical Engineering Research and Design*. 1987, vol. 65, p. 148-156.

HUNG, T. C.; T. Y. SHAI; S. K. WANG. A review of Organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low – grade waste heat. *Energy*. 1997, vol. 22, n° 7, p. 661-667.

- HUNG, T. C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*. 2001, vol. 42, p. 539-553.
- JAESCHKE, M.; P. SCHLEY. Ideal-Gas Thermodynamic Properties for Natural-Gas Applications. *International Journal of Thermophysics*. 1995, vol. 16, n° 6, p. 1381-1392.
- KÖHLER, S.; A. SAADAT. Thermodynamic Modeling of Binary Cycles Looking for Best Case Scenarios. International Geothermal Conference on Multiple Integrated Use of Geothermal Energy. Reykjavik, 14-17 de septiembre de 2003.
- LEMMON, E. W.; R. T. JACOBSEN; S. G. PENONCELLO; D. G. FRIEND. Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2000, vol. 29, n° 3, p. 331-385 .
- LEMMON, E. W.; R. SPAN. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids. *Journal of Chemical and Engineering Data*. 2006, vol. 51, n° 3, p. 785-850.
- LIU, B. T. ; K. H. CHIEN ; C. C. WANG. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*. 2004, vol. 29, p. 1207-1217.
- MAIZZA, V.; A. MAIZZA. Unconventional working fluids in organic Rankine – cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering*. 2001, vol. 21, p. 381-390.
- NAVARRO ESBRI, J.; R. CABELLO LÓPEZ; E. TORRELLA ALCARAZ. *Fluidos Refrigerantes. Tablas y diagramas*. Primera edición. Madrid: A. Madrid Vicente Editores, 2003. 169 p. ISBN 84-89922-87-X.
- PENONCELLO, S. G.; R. T. JACOBSEN; A. R. H. GOODWIN. A Thermodynamic Property Formulation for Cyclohexane. *International Journal of Thermophysics*. 1995, vol. 16, n° 2, p. 519-531.
- PRICE, H.; V. HASSANI. *Modular Trough Power Plant. Cycle and Systems Analysis*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2002. Disponible en < <http://www.nrel.gov/docs/fy02osti/31240.pdf> >. [Última consulta: 15 de junio de 2005].
- SOFFIENTINI, C. ; G. J. ZYHOWSKI ; M. W. SPATZ. HFC-245fa : an overview of properties and applications. Xth European Conference on Technological Innovations in Air Conditioning and Refrigeration Industry. Milán, 27-28 de junio de 2003.
- SPAN, R.; W. WAGNER. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 1996, vol. 25, n° 6, p. 1509-1596.
- SPAN, R. *Multiparameter Equations of State. An Accurate Source of Thermodynamic Property Data*. Primera edición en inglés. Berlin: Springer-Verlag, 2000. 367 p. ISBN 3-540-67311-3.
- SPAN, R.; W. WAGNER; E. W. LEMMON; R. T. JACOBSEN. Multiparameter equations of state – recent trends and future challenges. *Fluid Phase Equilibria*. 2001, vol. 183-184, p. 1-20.
- a) SPAN, R.; W. WAGNER. Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids. *International Journal of Thermophysics*. 2003, vol. 24, n° 1, p. 41-109.

- b) SPAN, R.; W. WAGNER. Equations of State for Technical Applications. III. Results for Polar Fluids. *International Journal of Thermophysics*. 2003, vol. 24, nº 1, p. 111 - 162.
- STINE, W. B.; M. GEYER. “Power Cycles for Electricity Generation”. En: *Power from the Sun*. 2001. Disponible en <<http://www.powerfromthesun.net/chapter12/Chapter12new.htm>>. [Última consulta: 24 de enero de 2005].
- SUN, L.; J. F. ELY. Universal equation of state for engineering application: algorithm and application to non-polar and polar fluids. *Fluid Phase Equilibria*. 2004, vol 222-223, p. 107-118.
- TABOR, H.; BRONICKI, L. Establishing Criteria for Fluids for Small Vapour Turbines. En *Solar Energy Pioneer. Selected reprints of papers by Harry Zvi Tabor*. 1999. Friburgo: Balaban Publishers, International Solar Energy Society . p. 102-116. ISBN 0-86689-054-8.
- TIWARI, G. N. Solar Energy. *Fundamentals, design, modelling and applications*. India: Alpha Science, 2002. 525 p. ISBN 1-84265-106-4.
- WAGNER, W; A. PRUß. The IAPWS Formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2002, vol. 31, nº 2, p. 387-535.
- ZARZA MOYA, E. “Generación Directa de Vapor con Colectores Solares Cilindro Parabólicos. Proyecto DIrect Solar Steam (DISS)”. Tesis doctoral inédita. Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. Universidad de Sevilla. 7 de noviembre de 2003.
- ZARZA MOYA, E. 2006. Comunicación personal.

5 Bibliografía

- DANNER, R. P.; C. F. SPENCER; M. NAGVEKAR. Thermophysical properties for design simulations. En BOEHM, R. F. *Developments in the design of thermal systems*. 1997. Cambridge University Press. p. 76-121. ISBN 0-521-46204-5.

Anexo A: Ecuaciones de estado multiparamétricas y correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica de los fluidos considerados

Tabla A-1. Referencia y forma funcional de las ecuaciones de estado multiparamétricas utilizadas para el agua, nonano, decano y tolueno.

SUSTANCIA [Referencia]	ECUACIÓN DE ESTADO: $\frac{f}{RT} = \Phi(\delta, \tau) = \Phi^0(\delta, \tau) + \Phi^r(\delta, \tau)$	
	$\Phi^0(\delta, \tau) =$	$\Phi^r(\delta, \tau) =$
AGUA [Wagner y Pruß, 2002]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^8 a_i^0 \ln[1 - \exp(-n_i^0 \tau)]$	$\sum_{i=1}^7 n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_8^{51} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\delta^{c_i}) +$ $+ \sum_{52}^{54} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\alpha_i (\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau - \gamma_i)^2) +$ $\sum_{55}^{56} n_i \Delta^{b_i} \delta \psi$
NONANO, DECANO Y TOLUENO [Lemmon y Span, 2006]	$a_1 + a_2 \tau + \ln(\delta) + (c_0 - 1) \ln(\tau) - \frac{c_1 T_c^{c_2}}{c_2 (c_2 + 1)} \tau^{-c_2} +$ $+ \sum_{k=1}^5 v_k \ln[1 - \exp(-u_k \cdot \tau / T_c)]$	$\sum_{i=1}^6 n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=7}^{12} n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$

Tabla A-2. Referencia y forma funcional de las formulaciones utilizadas para el benceno, heptano, octano y ciclohexano.

SUSTANCIA	CAPACIDAD TÉRMICA ISOBÁRICA A PRESIONES BAJAS [REFERENCIA]	CONTRIBUCIÓN RESIDUAL DE LA FUNCIÓN DE HELMHOLTZ [REFERENCIA]
	$C_p^0 / R =$	$\Phi^r(\delta, \tau) =$
BENCENO	$B + \exp\left(-\frac{100 \cdot \varepsilon}{T}\right) \cdot \sum_{i=1}^N A_i \left(\frac{T}{100}\right)^{1-i}$ [Goodwin, 1988, p. 1551]	$\sum_{i=1}^6 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=7}^{14} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$ [Sun y Ely, 2004, p. 111]
HEPTANO Y OCTANO	$m_0 + \sum_{k=1,3} m_k \cdot \left(\frac{(m_{k+1}/T)}{\sinh(m_{k+1}/T)}\right)^2 + \sum_{k=5,7} m_k \cdot \left(\frac{(m_{k+1}/T)}{\cosh(m_{k+1}/T)}\right)^2$ [Jaeschke y Schley, 1995, p. 1382]	$\sum_{i=1}^6 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=7}^{12} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$ [Span y Wagner, 2003, p. 43]
CICLOHEXANO	$\frac{N_1}{T^3} + \sum_{k=2}^4 N_k T^{k-2} + N_5 \cdot \left(\frac{(N_6/T)^2 \cdot \exp(N_6/T)}{(\exp(N_6/T) - 1)^2}\right)$ [Penoncello et al., 1995, p. 526]	$\sum_{i=1}^7 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=8}^{17} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i}) +$ $\sum_{i=18}^{19} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=20}^{26} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$ [Penoncello et al., 1995, p. 526]

Tabla A-3. Correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido saturado para los fluidos considerados.

SUSTANCIA	VISCOSIDAD DINÁMICA (μ) Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (k) DEL LÍQUIDO SATURADO	INTERVALO DE VALIDEZ (T [K])
AGUA	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -4.672710 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 7.03561 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 35.82222 \cdot T + 6.282214 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = -4.610339 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 3.747291 \cdot 10^{-3} \cdot T - 7.768426 \cdot 10^{-2}$	353.15 – 543.15
BENCENO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -3.986281 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.891479 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 29.94391 \cdot T + 5.33043 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = -6.980165 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 1.144168 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 8.639565 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.3188514$	323.15 – 543.15
TOLUENO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = 3.262729 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.140150 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 27.89675 \cdot T + 5.306598 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = -1.766742 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 4.438412 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 4.964154 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.2418942$	353.15 – 573.15
CICLOHEXANO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -3.411982 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.017608 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 25.42835 \cdot T + 4.522733 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = 2.37992 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 2.687512 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 7.863187 \cdot 10^{-4} \cdot T + 6.107032 \cdot 10^{-2}$	323.15 – 549.15
HEPTANO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -2.3957 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 3.456165 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 17.34404 \cdot T + 3.096710 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = -5.5058 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 6.6863751 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 3.067877 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.5874637$	343.15 – 533.15
OCTANO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -2.305087 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 3.598156 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 1.948364 \cdot T + 3.721105 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = 1.327183 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 1.990408 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 9.723217 \cdot 10^{-3} \cdot T - 1.470794$	468.15 – 558.15
NONANO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -1.589779 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 2.603644 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 15.04338 \cdot T + 3.118271 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = -1.810823 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 2.609883 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.429677 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.3726010$	403.15 – 583.15
DECANO	$\mu_{sat}^{(l)}[\mu Pa \cdot s] = -1.694803 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 2.856272 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 16.82283 \cdot T + 3.529413 \cdot 10^3$ $k_{sat}^{(l)}[W / m \cdot K] = 9.336222 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 - 1.104844 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2.350522 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.1273303$	423.15 – 608.15

Tabla A-4. Correlaciones para la viscosidad dinámica y la conductividad térmica del líquido comprimido para los fluidos considerados.

SUSTANCIA (PRESIÓN)	VISCOSIDAD DINÁMICA (μ) Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (k) DEL LÍQUIDO COMPRIMIDO	INTERVALO DE VALIDEZ (T [K])
AGUA (5.1 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -4.979080 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 7.430178 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 37.50806 \cdot T + 6.522293 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -4.762602 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 3.877577 \cdot 10^{-3} \cdot T - 0.1024160$	353.15 – 536.15
BENCENO (3.6 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -4.004714 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.888206 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 29.85618 \cdot T + 5.322197 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -2.013507 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 2.737012 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.496386 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.4031194$	333.15 – 537.15
TOLUENO (3.2 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -3.601741 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.60991 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 30.09074 \cdot T + 5.659919 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -1.130332 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 1.677247 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.019903 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.3164193$	353.15 – 571.15
CICLOHEXANO (3.5 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -3.764672 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 5.478764 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 27.46199 \cdot T + 4.833578 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -7.863688 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 1.224908 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 8.029243 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.2752662$	323.15 – 541.15
HEPTANO (2.5 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -2.600325 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 3.724294 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 18.52538 \cdot T + 3.277609 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -7.533698 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 9.539929 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 4.228724 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.7549155$	353.15 – 533.15
OCTANO (2.3 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -1.806644 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 2.804676 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 15.30368 \cdot T + 2.996732 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -8.419448 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 1.241296 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 8.262019 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.2840133$	378.15 – 558.15
NONANO (2.1 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -1.632706 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 2.669022 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 15.38196 \cdot T + 3.183031 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -2.511316 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 3.598295 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.885599 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.4430996$	403.15 – 574.15
DECANO (2 MPa)	$\mu_{comp}^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = -1.795479 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 3.015649 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 17.66795 \cdot T + 3.685324 \cdot 10^3$ $k_{comp}^{(l)} [W / m \cdot K] = -4.352368 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 + 9.155736 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 7.508964 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.2879235$	423.15 – 608.15

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 3

Caracterización del ciclo Rankine orgánico solar de media temperatura
con tolueno y siloxanos como fluidos de trabajo

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Caracterización del ciclo Rankine orgánico solar de media temperatura con tolueno y siloxanos como fluidos de trabajo

Resumen

Se ha realizado un análisis de los ciclos de pequeña potencia alimentados solarmente en el intervalo de la media temperatura. Las sustancias consideradas como fluidos de trabajo del ciclo termodinámico de Rankine han sido el tolueno, el octametilciclotetrasiloxano (D4) y el hexametildisiloxano (MM). Estas dos últimas sustancias han ganado interés para su aplicación como fluidos de trabajo del ciclo Rankine orgánico (CRO) por sus niveles de estabilidad térmica, toxicidad e inflamabilidad y por la posibilidad de presentar un comportamiento de fluido de Bethe-Zel'dovich-Thompson. Se han analizado y caracterizado las configuraciones para generación directa de vapor y con fluido de transferencia de calor del ciclo solar con los tres fluidos anteriores y los modelos de captador cilindro-parabólico (CCP) LS-3 e IND300. El análisis se ha llevado a cabo para temperaturas de condensación en el ciclo Rankine entre 35°C y 115°C, representando los valores más cercanos a 35°C el caso en el que la potencia térmica descargada puede aprovecharse para precalentar el agua de alimentación de una unidad de desalación por ósmosis inversa. Por encima de dichos valores y hasta 115°C la potencia térmica podría aprovecharse en otro tipo de aplicaciones como la generación de agua caliente sanitaria, una configuración en cascada de otro CRO de baja temperatura, el calentamiento de la alimentación de un sistema de desalación por destilación convencional o mediante membranas y la alimentación de un ciclo de refrigeración por absorción.

Los resultados obtenidos indican una gran importancia del proceso de recuperación y que ésta es mayor en el caso del D4 y el MM que en el caso del tolueno. La temperatura de condensación es un parámetro también de gran importancia por su fuerte influencia sobre el rendimiento térmico del ciclo. Por su parte, el sobrecalentamiento del vapor implica un aumento del rendimiento térmico del ciclo respecto al ciclo con vapor saturado sólo si va acompañado del proceso de recuperación de calor con unos valores mínimos de la eficiencia del recuperador.

Desde el punto de vista de la superficie de apertura necesaria y del rendimiento total de un ciclo solar que genere 100 kW de potencia mecánica, a igualdad de temperaturas de condensación del CRO el tolueno presenta el mejor comportamiento seguido por el D4 y el MM. La diferencia entre el tolueno y los otros dos fluidos es especialmente importante si no se considera el proceso de recuperación de calor en el CRO. En un sistema con el CCP LS-3 y un recuperador de eficiencia 0.8 pueden alcanzarse valores del rendimiento total de hasta un 22.5%, 19.3% y 18.3% con tolueno, D4 y MM respectivamente como fluidos de trabajo del ciclo si la temperatura de condensación es de 35°C y hasta un 15.5%, 12.8% y 11% respectivamente si la temperatura de condensación en el ciclo es de 115°C. A su vez, si el sistema solar térmico lo constituye el CCP IND300 los valores de rendimiento se reducen respecto a los anteriores, pudiéndose alcanzar hasta un 17.3%, un 16% y un 15% en el caso del tolueno, D4 y MM respectivamente si la temperatura de condensación en el ciclo es de 35°C y hasta un 11%, 10% y 8.8% si es de 115°C.

Dados los resultados anteriores se hace necesario el análisis económico del sistema – fundamentalmente el coste de la parte solar térmica – para establecer qué configuración y captador es la más eficiente desde un punto de vista termoeconómico. Lo anterior también dependerá de la utilidad posterior de la potencia mecánica generada y de la potencia térmica descargada por el ciclo de potencia solar.

Índice de materias

RESUMEN	147
ÍNDICE DE MATERIAS	149
ÍNDICE DE FIGURAS	151
ÍNDICE DE TABLAS	155
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	159
SUBÍNDICES	159
SUPERÍNDICES	160
GLOSARIO DE SIGLAS	160
0 PRESENTACIÓN	161
1 EXPERIENCIAS DE USO DEL TOLUENO COMO FLUIDO DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE SOLAR	163
2 UTILIZACIÓN DE SILOXANOS COMO FLUIDOS DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO	167
3 CICLO RANKINE REGENERATIVO CON SOBRECALENTAMIENTO Y FLUIDOS SECOS	171
4 CICLO RANKINE ORGÁNICO SOLAR CON GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR	174
4.1 GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON EL CCP LS-3 Y TOLUENO, D4 Y MM COMO FLUIDOS DE TRABAJO.....	174
4.1.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación.....	174
4.1.2 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de tolueno en un sistema de 100 kW.....	182
4.1.3 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de D4 y MM en un sistema de 100 kW.....	187
4.1.4 Resumen de resultados.....	192
4.2 GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON EL CCP IND300 Y TOLUENO, D4 Y MM COMO FLUIDOS DE TRABAJO.....	194
4.2.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación.....	194
4.2.2 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de tolueno en un sistema de 100 kW.....	198
4.2.3 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de D4 y MM en un sistema de 100 kW.....	200
4.2.4 Resumen de resultados.....	203
5 CICLO RANKINE ORGÁNICO SOLAR CON FLUIDO DE TRANSFERENCIA DE CALOR ..	205
5.1 RENDIMIENTO DEL MOTOR TÉRMICO SOLAR IMPLEMENTADO CON TECNOLOGÍA HTF	205
5.2 CONFIGURACIÓN HTF CON TOLUENO, D4 Y MM COMO FLUIDOS DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE Y SYLTHERM 800 COMO FLUIDO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CCP LS-3.....	210
5.2.1 Resultados para el tolueno	213
5.2.2 Resultados para el octametilciclotetrasiloxano (D4)	217
5.2.3 Resultados para el hexametildisiloxano (MM)	221
5.2.4 Resumen de resultados.....	224
5.3 CONFIGURACIÓN HTF CON TOLUENO, D4 Y MM COMO FLUIDOS DE TRABAJO DEL CICLO RANKINE Y SANTOTHERM 55 COMO FLUIDO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CCP IND 300	225
5.3.1 Resultados para el tolueno	226
5.3.2 Resultados para el octametilciclotetrasiloxano (D4)	229

5.3.3	Resultados para el hexametildisiloxano (MM)	231
5.3.4	Resumen de resultados.....	235
6	COMPARACIÓN ENTRE LAS DISTINTAS CONFIGURACIONES	236
7	CONCLUSIONES	242
8	REFERENCIAS	245
ANEXO A	247

Índice de figuras

Figura 2-1. a) Derivada de la entropía del vapor saturado y b) presión de saturación en función de la temperatura de saturación para el tolueno, D4, D5, MM y el MD4M.	169
Figura 2-2. Presión de saturación del tolueno, D4, D5, MM y MD4M en función de la temperatura de saturación en el intervalo de valores de ésta última escogido para la condensación en el ciclo termodinámico de Rankine.	170
Figura 3-1. a) Diagrama T-s de un fluido seco que experimenta un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento y una etapa de recuperación y b) esquema básico del proceso de recuperación de calor de la corriente caliente procedente de la turbina.....	171
Figura 4-1. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$ y a) sin recuperación y b) con recuperación y $\epsilon_{rec} = 0.8$	175
Figura 4-2. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$	176
Figura 4-3. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) sin recuperación y b) con recuperación y $\epsilon_{rec} = 0.8$	178
Figura 4-4. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestra la isolínea correspondiente a $x_y = 0$	179
Figura 4-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) con $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) sin recuperación y b) $\epsilon_{rec} = 0.8$. También se muestran las isolíneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$..	181
Figura 4-6. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran las isolíneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$	181
Figura 4-7. Para, $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $t_2 = 350^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, a) potencia generada por la turbina de vapor y b) superficie de apertura necesaria por unidad de potencia generada por la turbina de vapor para $Re = 300000$ en la zona de precalentamiento.....	184
Figura 4-8. a) Rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento del captador y rendimiento total y b) superficie de apertura y caudal másico de tolueno para un sistema de 100 kW con $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{rec} = 0.8$	185
Figura 4-9. a) Rendimiento total con D4 como fluido de trabajo en función de t_{cond} y de t_2 y b) temperatura final de sobrecalentamiento que maximiza el rendimiento total y superficie de apertura y caudal másico en dicho máximo y en el ciclo sin sobrecalentamiento frente a t_{cond}	188

Figura 4-10. a) Rendimiento del ciclo solar con MM como fluido de trabajo en función de t_{cond} y t_2 y b) superficie de apertura y caudal másico de fluido en función de la temperatura de condensación con varios valores de t_2190

Figura 4-11. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran la isolínea correspondiente a $x_y = 0$195

Figura 4-12. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ$. También se muestran las isolíneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$197

Figura 4-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran las isolíneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$197

Figura 4-14. a) Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) superficie de apertura y caudal másico en función de la temperatura de condensación para $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$199

Figura 4-16. a) Rendimiento del ciclo solar con MM como fluido de trabajo y el CCP IND300 en función de t_{cond} y de t_2 y b) superficie de apertura y caudal másico de fluido en función de la temperatura de condensación con varios valores de t_2202

Figura 5-1. Esquema básico del proceso con fluido de transferencia de calor (HTF)205

Figura 5-2. Curvas compuestas combinadas en el diagrama T – P_Q del proceso de intercambio de calor en el sistema HTF de la Figura 5-1.208

Figura 5-4. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno (t_2) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$214

Figura 5-5. Caudal másico de Syltherm 800, de tolueno y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$215

Figura 5-6. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del D4 en el ciclo Rankine y de la eficiencia del recuperador para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$218

Figura 5-7. Caudal másico de Syltherm 800, de D4 y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del D4 para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$219

Figura 5-8. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del MM en el ciclo Rankine y de la eficiencia del recuperador para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$221

Figura 5-9. Caudal másico de Syltherm 800, de MM y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del MM para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$222

- Figura 5-10. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y tolueno para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\text{min}} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado las isolíneas de $(T_A - T_D)$ de valores 70 K y 100 K.226
- Figura 5-11. Caudal másico de Santotherm 55 y de tolueno, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con recuperación para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$227
- Figura 5-12. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y D4 para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\text{min}} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado las isolíneas de $(T_A - T_D)$ de valores 70 K y 100 K.229
- Figura 5-13. Caudal másico de Santotherm 55 y de D4, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con recuperación para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$230
- Figura 5-14. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y MM para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\text{min}} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado algunas isolíneas de $(T_A - T_D) \leq 100 \text{ K}$232
- Figura 5-15. Caudal másico de Santotherm 55 y de D4, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ sin recuperación, b) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y c) y d) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$233
- Figura 6-1. Con tolueno, a) rendimiento total del sistema con el CCP LS-3 sin recuperación y b) con recuperación para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C en las configuraciones de GDV y HTF con Syltherm 800 para $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$237
- Figura 6-2. Rendimiento total del sistema con a) CCP LS-3 y D4 y b) CCP IND300 y MM con recuperación para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y sin recuperación para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ en las configuraciones de GDV y HTF para $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$238

Índice de tablas

Tabla 1-1. Características del sistema HTF y GDV con tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine. Adaptado de Schmidt <i>et al.</i> (1983, p. 302).	165
Tabla 1-2. Comparación de la configuración GDV utilizando tolueno y agua como fluido de trabajo en un sistema de 100 kW. Adaptado de Schmidt <i>et al.</i> (1983).....	166
Tabla 1-3. Sistemas de ciclo Rankine con tolueno como fluido de trabajo alimentados con energía solar térmica.....	166
Tabla 2-1. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal del tolueno y de los cuatro siloxanos considerados para el motor solar con CCP junto con la referencia de la que proceden.....	168
Tabla 4-1. Con tolueno, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).	177
Tabla 4-2. Con D4, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).	180
Tabla 4-3. Con MM, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).	182
Tabla 4-4. Características del sistema GDV con tolueno en función de t_2 para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	186
Tabla 4-5. Características del sistema GDV con tolueno en función de t_2 para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	187
Tabla 4-6. Características del sistema GDV con D4 para diferentes valores de t_2 , $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	189
Tabla 4-7. Características del sistema GDV con D4 para diferentes valores de t_2 , $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	189
Tabla 4-8. Características del sistema GDV con MM para diferentes valores de t_2 , $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	191
Tabla 4-9. Características del sistema GDV con MM para diferentes valores de t_2 , $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100$ kW, $G_b = 850$ W/m ² y $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento....	191
Tabla 4-10. Temperatura de evaporación (t_{evap}) que hace máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno para $t_2 = 300^\circ\text{C}$. En la tabla se da t_{evap} ($^\circ\text{C}$) / η_R (%).	196

Tabla 4-11. Temperatura de evaporación (t_{evap}) que hace máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) para $t_2 = 300^\circ\text{C}$ con D4. En la tabla se da $t_{\text{evap}} (^\circ\text{C})/\eta_R (\%)$.	196
Tabla 4-12. Temperatura de evaporación y de sobrecalentamiento que hacen máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine con MM. En la tabla se da $t_{\text{evap}} (^\circ\text{C})/\eta_R (\%)$.	198
Tabla 4-13. Caracterización del sistema de GDV con tolueno como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación y $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$.	200
Tabla 4-14. Caracterización del sistema de GDV con D4 como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_{\text{evap}} = t_2 = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.	201
Tabla 4-15. Caracterización del sistema de GDV con MM como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.	203
Tabla 5-1. Caudales máxicos, diferencia de temperaturas del aceite a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.	216
Tabla 5-2. Caudales máxicos, diferencia de temperaturas del aceite a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.	216
Tabla 5-3. Caudales máxicos de D4 y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.	220
Tabla 5-4. Caudales máxicos de D4 y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.	220
Tabla 5-5. Caudales máxicos de MM y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste a la entrada/salida del captador, número de Reynolds, rendimientos y superficie de apertura para, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se da el caso sin recuperación.	223
Tabla 5-6. Caudales máxicos de MM y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste a la entrada/salida del captador, número de Reynolds, rendimientos y superficie de apertura para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se da el caso sin recuperación.	223
Tabla 5-7. Caudales máxicos de tolueno y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C , $t_2 = 280^\circ\text{C}$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.	228

Tabla 5-8. Caudales máxicos de D4 y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$	231
Tabla 5-9. Caudales máxicos de MM y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$	234
Tabla 5-10. Caudales máxicos de MM y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$	235
Tabla 6-1. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con tolueno en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	239
Tabla 6-2. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con tolueno en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	239
Tabla 6-3. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con D4 en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	240
Tabla 6-4. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con D4 en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	240
Tabla 6-5. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con MM en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	241
Tabla 6-6. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con MM en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).....	241
Tabla A-1. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ) y conductividad térmica (k) del tolueno en estado de vapor sobrecalentado. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.	247
Tabla A-2. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k), capacidad térmica isóbara específica (c_p) y densidad (ρ) del Syltherm 800 en estado líquido. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.	247
Tabla A-3. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k), capacidad térmica isóbara específica (c_p) y densidad (ρ) del Santotherm 55 en estado líquido. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.	247

Glosario de símbolos

A_a	superficie de apertura [m]
c_p	capacidad térmica isobara específica [kJ/kg·K]
d	diámetro [m]
D4	octametilciclotetrasiloxano
D5	decametilciclopentasiloxano
F'	factor de eficiencia del captador [adimensional]
G	irradiancia solar [W/m ²]
h	entalpía específica [kJ/kg]
h_c	coeficiente superficial de transferencia de calor [W/m ² ·K]
k	conductividad térmica [W/m·K]
M	masa molar [g/mol]
MM	hexametildisiloxano
MD4M	tetradecametilhexasiloxano
p	presión [kPa]
P	potencia energética [W]
Q	energía intercambiada en forma de calor [kJ]
q	caudal másico [kg/s]
Re	número de Reynolds [adimensional]
s	entropía específica [kJ/kg·K]
t	temperatura [°C]
T	temperatura en [K]
U	coeficiente de pérdidas térmicas [W/m ² ·K]
W	energía intercambiada en forma de trabajo [kJ]
x	título del vapor [adimensional]
ρ	densidad [kg/m ³]
η	rendimiento [adimensional]
μ	viscosidad dinámica [Pa·s]
ε	rugosidad [m]
ε_{rec}	eficiencia del recuperador [adimensional]
Δt_{min}	diferencia mínima de temperaturas entre el fluido portador y el fluido de trabajo del ciclo Rankine [K]
Γ	derivada fundamental de la dinámica de gases [adimensional]

Subíndices

A, B, C, D	relativos a estados del ciclo del fluido de transferencia de calor
<i>amb</i>	relativo a la temperatura ambiente
<i>b</i>	relativo a la irradiancia solar directa o al rendimiento de la bomba
<i>c</i>	relativo al punto crítico
<i>cond</i>	relativo al proceso de condensación en el ciclo Rankine
<i>CST</i>	relativo al captador solar térmico
<i>e</i>	relativo al diámetro externo

<i>evap</i>	relativo al proceso de evaporización en el ciclo Rankine
<i>i</i>	relativo al diámetro interno
<i>L</i>	relativo al coeficiente de pérdidas térmicas del absorbedor al ambiente
<i>op</i>	relativo a la temperatura de operación media del captador
PEN	relativo al punto de ebullición normal
PFN	relativo al punto de fusión normal
PT	relativo al punto triple
<i>R</i>	relativo al ciclo Rankine
<i>sat</i>	relativo al estado de saturación
<i>sob</i>	relativo al vapor sobrecalentado
<i>t</i>	relativo a la turbina de vapor
<i>x, y, w, z</i>	relativos a estados del ciclo Rankine
<i>0</i>	relativo al coeficiente de pérdidas térmicas del fluido al ambiente
<i>1, 1', 2', 2</i>	relativos a estados del ciclo Rankine
<i>3', 3, 4</i>	relativos a estados del ciclo Rankine

Superíndices

A, B, C, D	relativos a estados del ciclo del fluido de transferencia de calor
FTC	relativo al fluido de transferencia de calor
<i>l</i>	relativo al líquido
<i>v</i>	relativo al vapor
<i>x, y, w, z</i>	relativos a estados del ciclo Rankine
<i>1, 1', 2', 2</i>	relativos a estados del ciclo Rankine
<i>3', 3, 4</i>	relativos a estados del ciclo Rankine

Glosario de siglas

BZT	Bethe-Zel'dovich-Thompson
CCP	Captador Cilindro-Parabólico
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
DISS	DIrect Solar Steam
FTC	Fluido de Transferencia De Calor
GDV	Generación Directa De Vapor
HTF	Heat Transfer Fluid
NIST	National Institute of Standards and Technology
PEN	Punto de Ebullición Normal
PFN	Punto de Fusión Normal
PT	Punto Triple
TV	Turbina de Vapor

Capítulo 3. Caracterización del ciclo Rankine orgánico solar de media temperatura con tolueno y siloxanos como fluidos de trabajo

0 Presentación

En el capítulo 2 se establecieron los intervalos de variación de las condiciones de operación del ciclo Rankine, tanto con agua como fluido de trabajo como con siete fluidos orgánicos considerados como secos. Para todos ellos se calculó el rendimiento térmico del ciclo Rankine y el rendimiento total del motor térmico solar, además de la superficie de apertura y caudal másico en un sistema con una turbina de vapor que generase una potencia de 100 kW en una configuración de generación directa de vapor (GDV). También se consideraron aspectos relacionados con la toxicidad y la seguridad de todas las sustancias. Del análisis de los aspectos anteriores se seleccionó al tolueno como el mejor fluido de trabajo dado que proporciona el mejor rendimiento total y por ende la menor superficie de apertura necesaria para un sistema de 100 kW de potencia.

Sin embargo, todo el análisis preliminar presentado en el capítulo anterior se realizó suponiendo como ciclo termodinámico el ciclo de Rankine con vapor saturado. Por tanto, se analizó la modalidad más simple y menos eficiente de dicho ciclo sin atender a las posibles modificaciones que pueden considerarse con el objeto de mejorar el ciclo, tanto desde el punto de vista operativo como desde el punto de vista del rendimiento térmico. Entre estas modificaciones se encuentra el sobrecalentamiento del vapor y la recuperación de calor, las cuales van a ser incluidas y analizadas en el presente capítulo. Ambas modificaciones se analizarán no sólo de forma conjunta sino también por separado. Se hará de este modo porque el sobrecalentamiento afecta principalmente al diseño del campo solar mientras que la regeneración lo hace sobre el rendimiento y puede condicionar el posible uso que se pretenda hacer de la descarga de calor del ciclo. Esto supone que por consideraciones técnicas o económicas (fuera del alcance de este capítulo) puedan ser recomendables condiciones de contorno del ciclo termodinámico que no sean las que maximizan su rendimiento.

Además, se considerará la utilización de otro modelo de captador cilindro-parabólico (CCP), el IND300, que puede situarse en el grupo de los CCP pequeños en comparación con el LS-3 y de menor rendimiento y temperatura alcanzable que éste último. Con su introducción en el estudio se pretende ampliar la región de valores de rendimiento alcanzables por el ciclo Rankine alimentado con energía solar térmica de media temperatura.

Otro aspecto que se trata en el capítulo es la inclusión de los siloxanos como fluidos de trabajo del ciclo Rankine. Estas sustancias orgánicas han sido propuestas para esta aplicación específica en los últimos años debido a su menor toxicidad y mayor estabilidad térmica y a que en algunos casos y bajo determinadas condiciones de operación pueden exhibir características especiales en el proceso de expansión del vapor en la turbina. En concreto, se caracteriza el ciclo de potencia solar con octametilciclotetrasiloxano y hexametildisiloxano como fluidos de trabajo del ciclo termodinámico, tanto en una configuración de generación directa de vapor como de fluido de transferencia de calor.

Con la información aportada en este capítulo se pretende caracterizar de forma detallada el efecto del tipo y caudal másico de fluido de trabajo y de las condiciones de operación del ciclo, del campo solar y de la superficie de apertura del mismo. Este detallado análisis presentado permitirá establecer recomendaciones para el diseño preliminar del sistema teniendo en cuenta exclusivamente las consideraciones termodinámicas, así como guiar las recomendaciones de diseño final cuando se incluyan consideraciones técnicas y económicas.

Además, el análisis realizado es, en alto grado, independiente de la utilidad posterior de la potencia mecánica y térmica cedida por el ciclo de potencia solar lo que confiere al presente capítulo un carácter general desde ese punto de vista. De hecho, el intervalo de temperaturas de condensación del ciclo escogido para el análisis permite plantear un aprovechamiento de la potencia térmica descargada en otro tipo de aplicaciones diferentes al precalentamiento de la alimentación de una unidad de ósmosis inversa como la generación de agua caliente sanitaria, una configuración en cascada de otro ciclo Rankine orgánico de baja temperatura, el calentamiento de la alimentación de un sistema de desalación por destilación convencional o por membranas y la alimentación de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto.

Las secciones 1 y 2 del capítulo versan sobre los fluidos de trabajo que se van a considerar de forma detallada como sustancias de trabajo del ciclo Rankine. La primera de ellas (sección 1) trata sobre las experiencias de aplicación existentes del tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine, tanto solar como convencional. La segunda (2) trata sobre la utilización de los siloxanos como fluidos de trabajo, de su motivación. Se parte de un conjunto de cuatro siloxanos como posibles sustancias a analizar, escogiéndose dos de ellas – el octametilciclotetrasiloxano y el hexametildisiloxano – para realizar el análisis detallado.

En la sección 3 se proporcionan los fundamentos y expresiones necesarias para realizar el análisis del ciclo Rankine con fluidos secos cuando se incorpora el sobrecalentamiento del vapor y la recuperación de calor. Dichos aspectos se aplican tanto en la sección 4 y en la sección 5 del capítulo, en las que se tratan respectivamente la configuración de generación directa de vapor (GDV) y de fluido de transferencia de calor (HTF) con los tres fluidos de trabajo considerados y dos modelos de captadores cilindro-parabólicos: el LS-3 ya utilizado en el capítulo anterior y el IND300.

Por último, en la sección 6 se procede a comparar las dos configuraciones anteriores en cada una de sus variantes respecto a fluidos y modelos de captador considerados.

1 Experiencias de uso del tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine solar

Las referencias existentes sobre el uso del tolueno como fluido de trabajo de un ciclo Rankine cuya energía térmica primaria ha sido obtenida de la radiación solar mediante un sistema solar térmico son escasas.

H. M. Curran (1981) señala la experiencia de operación de cuatro motores basados en el ciclo Rankine con tolueno como fluido de trabajo. De ellos, dos utilizan energía solar y apoyo convencional para su funcionamiento. El primero, manufacturado por la empresa alemana Messerschmitt-Bölkow-Blohm e instalado en Munich (Alemania) a finales de los años setenta, utilizaba una turbina de 150 kW conectada a un generador eléctrico. La máxima temperatura del tolueno en el motor se situaba en los 450°C y como problema de operación relacionado con el fluido se señala la inflamabilidad del mismo. El otro sistema señalado por Curran (1981) también utiliza una turbina, en este caso de 32 kW fabricada por Sundstrand, Inc. que también se conectaba a un generador eléctrico. Una unidad de dicho sistema se instaló en los Laboratorios Nacionales Sandia (*Sandia National Laboratories*) en Albuquerque (Nuevo México, E.E.U.U.) con un tiempo de operación de 2400 horas. En este caso la máxima temperatura del tolueno en el motor se situaba en 300°C. Como problemas de operación relacionados con el uso del tolueno se citan la corrosión causada por la entrada de humedad y aire, la inflamabilidad y la obstrucción de válvulas y filtros.

Además de los dos sistemas anteriores, Curran (1981) registra otros dos motores de ciclo Rankine que utilizan tolueno como fluido de trabajo y energía convencional para su operación. En ambos casos es la empresa Sundstrand, Inc. el fabricante de la turbina de acción de un solo escalonamiento. Uno de estos modelos genera 600 kW aprovechando calor residual, siendo la máxima temperatura del tolueno en el motor 240°C. Se instalaron un total de cinco unidades de este modelo y no se conoce problema alguno de operación en relación al uso del tolueno como fluido de trabajo del motor. Del otro modelo – de

menor potencia (1 kW) – se instalaron un total de tres unidades con un período de operación de 13000 horas sin registrarse problema alguno con la utilización de tolueno. En este caso la máxima temperatura del fluido en el motor se encuentra en 385°C.

Por su parte, Stine y Geyer (2001) registran dos sistemas desarrollados en el marco de sendos proyectos de investigación a finales de los años setenta y principios de los ochenta del siglo pasado: el Proyecto de Riego Solar de Coolidge (*The Coolidge Solar Irrigation Project*) y el Proyecto de Pequeñas Comunidades (*Small Communities Project*) promovido por el Departamento de Energía de los Estados Unidos.

En el marco del Proyecto de Riego Solar de Coolidge se desarrolló un sistema de producción de potencia mediante un ciclo Rankine orgánico (CRO) con recuperación y tolueno como fluido de trabajo. La temperatura máxima del tolueno a la entrada de la turbina se situaba en 268°C habiendo sufrido un sobrecalentamiento previo de 50°C. La configuración del motor solar es de tipo HTF con captadores cilindro-parabólicos y Caloria HT-43 como fluido de transferencia de calor. Concretamente, se usa una superficie de captación de 2140.5 m² y la temperatura del fluido a la entrada/salida del campo es 200°C/287.8°C [Hassani, 2000]. El sistema dispone de 113.55 m³ de almacenamiento térmico. Este sistema generaba inicialmente 150 kW para luego pasar a 200 kW donde el subsistema correspondiente al ciclo de potencia fue fabricado por Sundstrand, Inc. y es una versión modificada de un modelo comercial usado para el aprovechamiento de calor residual, probablemente unos de los modelos citados por H. M. Curran (1981). Este sistema operó de forma satisfactoria entre octubre de 1979 y septiembre de 1982 y es considerado por Price y Hassani (2002) como el primer intento de demostración de la tecnología compuesta por captadores cilindro-parabólicos en combinación con un ciclo Rankine orgánico. Los problemas que presentó el sistema y que a la postre impidieron el desarrollo de la tecnología fueron, básicamente, el bajo rendimiento del campo solar, los altos costes de operación y mantenimiento – debidos principalmente a problemas con la torre de refrigeración – y una baja energía anual producida. Información más detallada sobre este proyecto puede encontrarse en [Larson *et al.*, 1978], [Larson, 1979], [Larson, 1986] y [Larson, 1987a y 1987b].

En el marco del Proyecto de Pequeñas Comunidades (*Small Communities Project*) se desarrolló otro sistema basado en ciclo Rankine con tolueno como fluido de trabajo alimentado con energía solar térmica [Stine y Geyer, 2001]. En este caso se utilizó un captador paraboloide en cuyo foco se situó una pequeña unidad basada en CRO con recuperación de calor. El sistema estaba diseñado para producir 26 kW con una temperatura máxima del tolueno de 400°C, que es un valor cercano al límite de estabilidad de la sustancia pero que debía ser alcanzado para aprovechar los niveles de temperatura alcanzables por el captador paraboloide. El diseño de la unidad del CRO en este sistema presenta la particularidad de que la turbina, la bomba y el alternador estaban montados sobre el mismo eje.

Mención especial requiere el trabajo de Schmidt *et al.* (1983) por la relación de algunos de sus aspectos con los tratados en la presente memoria. A la fecha de la publicación todos los autores del trabajo pertenecían a la empresa alemana Messerschmitt-Bölkow-Blohm ya mencionada anteriormente. Esta empresa comenzó en 1977 el desarrollo de un captador paraboloide pensado para su aplicación en sistemas de generación de potencias inferiores a 1 MW. Ya en 1978, conjuntamente con el Instituto para la Investigación Científica de Kuwait (*Kuwait Institute for Scientific Research*), Messerschmitt-Bölkow-Blohm comenzó el diseño y la construcción de un sistema solar que generase 100 kW emplazado en Al-Sulaibiya, población cercana a la ciudad de Kuwait y de gran importancia agrícola. Este sistema utiliza, en una configuración HTF, un total de 56 captadores paraboloides de 5 m de diámetro cada uno y una turbina que opera con tolueno. En una primera fase se plantearon las dos configuraciones alternativas: HTF y GDV, ambas con almacenamiento térmico, decidiéndose al final por implementar la configuración HTF. Aun así, Schmidt *et al.* (1983) afirman que la tendencia futura será la configuración GDV debido a su mayor rendimiento. En la Tabla 1-1 se da la comparación entre la operación de cada configuración con tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine, una temperatura de condensación de 40°C, agua como medio de refrigeración y Dowtherm A como fluido de transferencia de calor en la configuración HTF y una misma potencia eléctrica generada de 100 kW [Schmidt *et al.*, 1983, p. 302].

Tabla 1-1. Características del sistema HTF y GDV con tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine. Adaptado de Schmidt *et al.* (1983, p. 302).

	Temperatura máxima del tolueno en el CRO	$\eta_R^{[a]}$	Rendimiento del captador	Rendimiento del campo ^[b]	Rendimiento global
HTF	320°C	0.23	0.73	0.577	0.133
GDV	340°C	0.242	0.73	0.625	0.151

[a]: consumo parásito incluido ; [b]: seguimiento, control y pérdidas térmicas incluidas

En cuanto a la selección del tolueno como fluido de trabajo y, en general, de un fluido orgánico, Schmidt *et al.* (1983) plantean la cuestión general de si es razonable su uso en lugar del agua. En la Tabla 1-2 se dan algunos datos comparativos del diseño de la configuración GDV (incluida la turbina de vapor) ya sea con tolueno o con agua como fluido de trabajo para una potencia eléctrica generada por la instalación de 100 kW y una misma temperatura del vapor a la entrada de la turbina de 340°C y de condensación de 40°C. La presión de calentamiento es de 1.5 MPa y de 4.5 MPa para el tolueno y el agua respectivamente [Schmidt *et al.*, 1983, p. 303].

El efecto más importante de tener en cuenta al tolueno como fluido de trabajo frente al agua es la reducción de la superficie de apertura necesaria en un 17.25%. Este efecto es consecuencia del mejor rendimiento del ciclo y de la turbina de vapor que se consigue con tolueno para el nivel de potencia fijado. Además, la reducción en la

superficie de apertura necesaria es el efecto más deseable en los sistemas de producción de potencia mediante el CRO alimentado con energía solar térmica pues aproximadamente 2/3 del coste total de la instalación corresponde al campo solar [Schmidt *et al.*, 1983][Barber, 1978].

Tabla 1-2. Comparación de la configuración GDV utilizando tolueno y agua como fluido de trabajo en un sistema de 100 kW. Adaptado de Schmidt *et al.* (1983).

	Tolueno	Agua
Potencia térmica absorbida por el CRO [kW]	439	533
Rendimiento térmico del CRO (%)	24.2	20.1
Rendimiento del captador (%)	73	73
Rendimiento del campo ^[a] (%)	62.5	62.3
Rendimiento global (%)	15.1	12.5
Superficie de apertura necesaria ^[b] [m ²]	662	800
Caudal másico en la turbina [kg/s]	0.745	0.186
Relación de volúmenes en la turbina	143	232
Velocidad del sonido a la salida [m/s]	223	413
Velocidad periférica [m/s]	250	295
Número de escalonamientos	2	4
Velocidad de giro del eje de la turbina [rpm]	25000	50000
Área de la sección de salida de la tobera del 1 ^{er} /último escalonamiento [cm ²]	7.7/90.9	0.58/43.2
Rendimiento de la turbina (%)	72.5	68

[a]: seguimiento, control y pérdidas térmicas incluidas ; [b]: para $G_b = 1000 \text{ W/m}^2$

En la Tabla 1-3 se resumen las características de los sistemas de generación de potencia con tolueno como fluido de trabajo reseñados en esta sección.

Tabla 1-3. Sistemas de ciclo Rankine con tolueno como fluido de trabajo alimentados con energía solar térmica.

Año, localización	Potencia	Captador solar térmico	Temp. máx. del tolueno en el ciclo
1979, Munich (Alemania) ^[a]	150 kW	–	450°C
1979, Albuquerque(EEUU) ^[a]	32 kW	–	300°C
1979-83, Arizona (EEUU) ^[b]	150-200 kW	Cilindro-parabólico	268°C
EEUU ^[b]	26 kW	Paraboloide	400°C
1981, Al-Sulaibiya (Kuwait) ^[c]	100 kW	Paraboloide	-

[a] [H. M. Curran, 1981] ; [b] [Stine y Geyer, 2001] ; [c] [Schmidt *et al.*, 1983]

2 Utilización de siloxanos como fluidos de trabajo del ciclo Rankine orgánico

En los últimos años ha crecido el interés por los siloxanos y las mezclas de éstos como fluidos de trabajo del ciclo Rankine. En comparación a otros compuestos orgánicos, las ventajas que presentan estas sustancias como fluidos de trabajo son fundamentalmente dos:

- Mejor estabilidad térmica, menor toxicidad e inflamabilidad.
- Bajo determinadas condiciones de operación del ciclo y cuando la expansión se produzca a través de una turbina de vapor, las pérdidas de energía debidas a la formación de ondas de choque podrían reducirse de forma importante. Esta conclusión se obtiene de analizar el signo de la llamada *derivada fundamental de la dinámica de gases* (Γ). Esta derivada puede alcanzar valores negativos en algunas sustancias en determinadas regiones de la fase gaseosa, sustancias a las que en ese caso se les denomina *fluidos de Bethe-Zel'dovich-Thompson* (fluidos BZT). La expansión del gas en esa región se produciría sin la generación de ondas de choque, fenómeno éste que disipa una importante cantidad de energía. Por tanto, sería de esperar que el rendimiento de una turbina de vapor operando con un fluido en una región en la que $\Gamma < 0$ fuese mayor que en la región en la que $\Gamma > 0$. Actualmente la Universidad de Tecnología de Delft está desarrollando el proyecto de investigación “Fluidos BZT para aplicaciones de conversión de energía” (*BZT fluids for energy conversion applications*) financiado por la Organización de los Países Bajos para la Investigación Científica (*Netherlands Organization for Scientific Research*) en colaboración con varios socios. Los objetivos fundamentales del proyecto son la constatación experimental del comportamiento explicado anteriormente y el diseño preliminar de una turbina de vapor para su operación con un fluido BZT.

Colonna y Silva (2003) han demostrado de forma teórica que algunos siloxanos puros y mezclas de éstos pueden comportarse como fluidos BZT mientras que Brown y Argrow (2000) exponen de forma más detallada las ventajas de utilizar este tipo de fluidos en ciclos Rankine con turbina de vapor.

Por otra parte, las propiedades termodinámicas de los siloxanos se han calculado en los últimos años utilizando una ecuación térmica de estado de Peng – Robinson con la modificación de Stryjek y Vera [Angelino y Colonna, 1998] [Colonna *et al.*, 2002] [Colonna y Silva, 2003]. Sin embargo, a mediados de 2006, el interés suscitado por estas

sustancias como fluidos de trabajo del ciclo Rankine orgánico dio lugar a la publicación por parte de Colonna *et al.* (2006) de ecuaciones de estado multiparamétricas del tipo Span y Wagner – cuya forma funcional puede consultarse en el Anexo A del capítulo 2 – para cuatro de estas sustancias: octametilciclotetrasiloxano ($C_8H_{24}O_4Si_4$), decametilciclopentasiloxano ($C_{10}H_{30}O_5Si_5$), hexametildisiloxano ($C_6H_{18}OSi_2$) y tetradecametilhexasiloxano ($C_{14}H_{42}O_5Si_6$). En la literatura especializada se suele usar una nomenclatura simplificada – establecida en los años 40 – para este tipo de compuestos siendo D4, D5, MM y MD4M los respectivos nombres de los cuatro siloxanos considerados. De aquí en adelante se utilizará esta nomenclatura simplificada para hacer referencia a dichas sustancias. De estos cuatro compuestos el D4 y el D5 tienen una estructura cíclica y el MM y el MD4M una estructura lineal. Las ecuaciones de Colonna *et al.* (2006) han sido utilizadas en el presente capítulo para calcular las propiedades termodinámicas de las cuatro sustancias anteriores. En la Tabla 2-1 se dan algunos parámetros característicos de los cuatro siloxanos anteriores junto con los correspondientes al tolueno. Los límites de estabilidad térmica de dichas sustancias se estiman por Colonna *et al.* (2006, p. 199) en 400°C.

Tabla 2-1. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal del tolueno y de los cuatro siloxanos considerados para el motor solar con CCP junto con la referencia de la que proceden.

Fluido	t_c [°C]	P_c [kPa]	t_{PEN} [°C]	M [g/mol]	Referencia	T_{PEN} [K] ^[1]
Tolueno	318.6	4126	110.6	92.13842	[Lemmon y Span, 2006]	178.1±0.6
MM	245.55	1939.39	100.25	162.37752	[Colonna <i>et al.</i> , 2006]	($T_{PT} = 204.93$)
D4	313.34	1332	175.354	296.61576	[Colonna <i>et al.</i> , 2006]	290
D5	346.08	1161.46	210.9	370.7697	[Colonna <i>et al.</i> , 2006]	226
MD4M	380.05	877.47	259.573	458.99328	[Colonna <i>et al.</i> , 2006]	-

[1] <http://webbook.nist.gov/chemistry/>

Como se observa, en relación al tolueno los cuatro siloxanos considerados poseen una mayor masa molecular M – el más ligero es casi el doble de pesado que el tolueno – y su temperatura crítica y punto de ebullición normal crecen con M mientras que la presión crítica se reduce con M.

Al igual que en el caso del tolueno, los cuatro siloxanos tratados presentan una pendiente positiva de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s en la práctica totalidad del intervalo de temperaturas de saturación característico de cada uno de ellos. La magnitud de dicha pendiente se ha representado en la Figura 2-1a en función de la temperatura de saturación junto con la del tolueno a título comparativo. Dicha representación comienza desde un valor de la temperatura de 25°C y en el caso de los siloxanos el valor de $(ds^{(v)} / dT)_{sat}$ es aproximadamente el doble que en el tolueno antes de

que las curvas empiecen a decaer rápidamente debido a la cercanía al valor de la temperatura crítica de la sustancia.

En la Figura 2-1b se ha representado la presión de saturación en el intervalo de temperaturas de saturación mayores que 150°C, observándose que el MM se diferencia notablemente respecto de los otros tres siloxanos y posee una presión de saturación ligeramente superior a la del tolueno en el intervalo de temperatura de saturación común a las dos sustancias. En cuanto al D4, D5 y MD4M, sus reducidos valores de la presión de saturación pueden ser una ventaja en relación a un proceso de generación directa de vapor en los tubos absorbedores de un captador cilindro – parabólico.

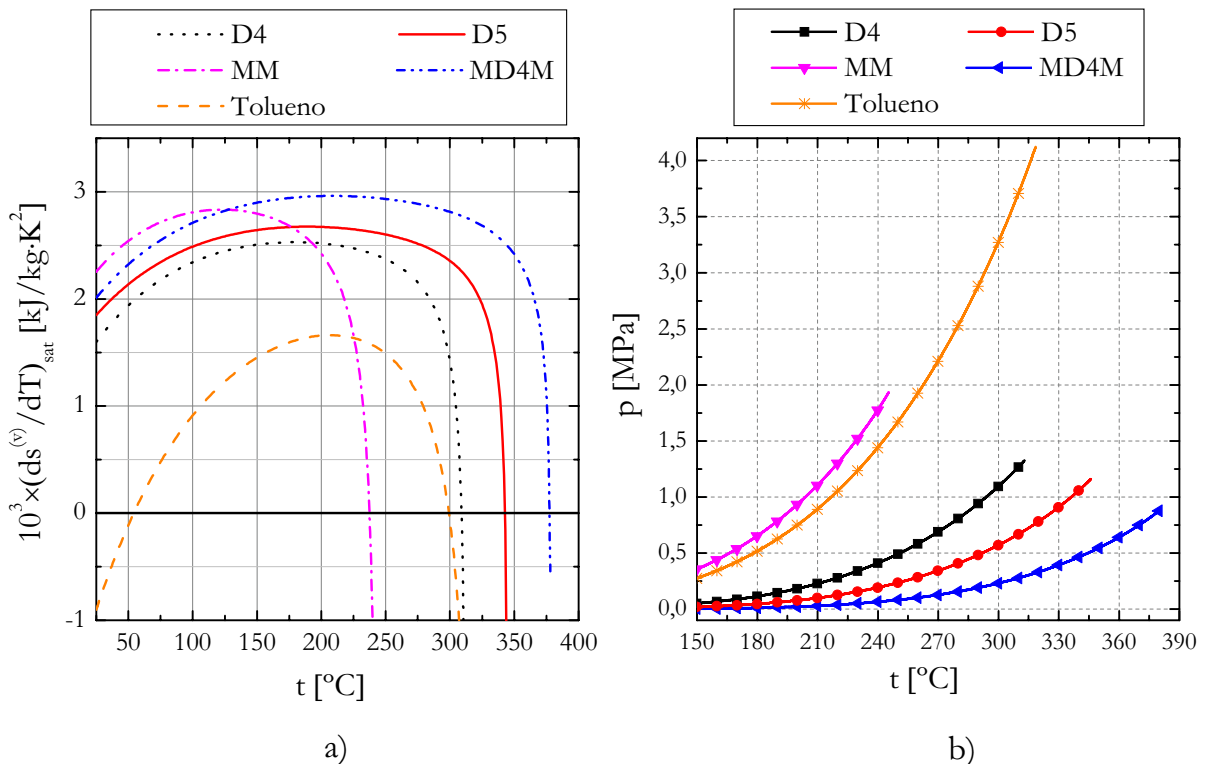


Figura 2-1. a) Derivada de la entropía del vapor saturado y b) presión de saturación en función de la temperatura de saturación para el tolueno, D4, D5, MM y el MD4M.

Sin embargo, el comportamiento de la Figura 2-1b anterior se traslada también al intervalo de temperaturas escogido para la condensación en el ciclo Rankine (35°C – 115°C). De esta forma, en la Figura 2-2a se aprecia que las presiones de condensación que se tendrían con el D5 y el MD4M se encontrarían siempre por debajo de los 6 kPa y de 1.5 kPa respectivamente, valores excesivamente bajos. En cuanto al D4, sus valores también son muy bajos, sobre todo a temperaturas cercanas a los 35°C para el que se sitúa en 0.26 kPa. Por su parte, el MM presenta una presión de saturación superior a los 100 kPa para temperaturas de saturación superiores a los 100°C y en el intervalo de temperaturas de 35°C – 115°C una presión de saturación algo superior a la del tolueno. Por tanto, desde un punto de vista técnico en relación con la presión de condensación, de

los cuatro siloxanos considerados el más apropiado para su uso como fluido de trabajo del ciclo Rankine es el MM seguido del D4 y ya muy de lejos por el D5 y el MD4M.

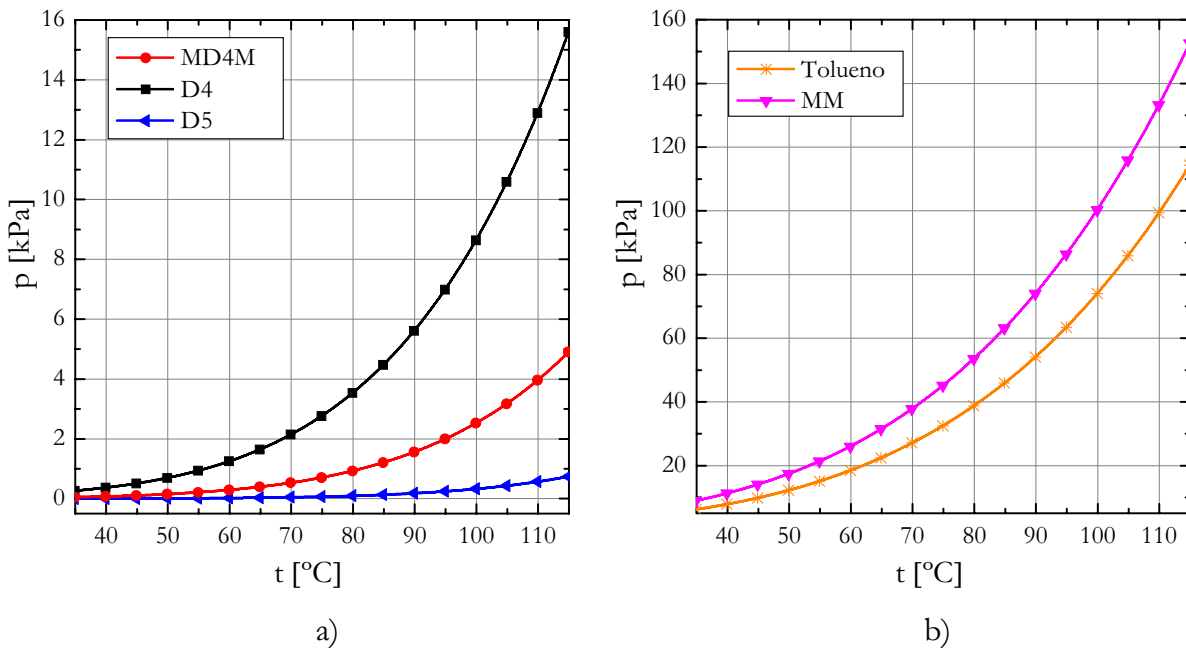


Figura 2-2. Presión de saturación del tolueno, D4, D5, MM y MD4M en función de la temperatura de saturación en el intervalo de valores de ésta última escogido para la condensación en el ciclo termodinámico de Rankine.

Por otra parte, la obtención de las ecuaciones de estado multiparamétricas del D4, D5, MM y MD4M se ha realizado a partir de conjuntos de datos experimentales disponibles y de datos introducidos *ad hoc* en el proceso de ajuste generados a partir de determinadas correlaciones. Concretamente, en el caso del D5 y el MD4M el número de datos experimentales utilizados es sólo de 29 y 30 respectivamente frente a los 271 utilizados para el D4 y los 102 utilizados para el MM [Colonna *et al.*, 2006, p. 196].

Debido a las bajas presiones de saturación en el intervalo de temperaturas de condensación del D5 y el MD4M y a la pobre base experimental con la que se han obtenido sus ecuaciones de estado multiparamétricas, se descartará a estos dos fluidos en el análisis comparativo que se va a llevar a cabo en el presente capítulo. El análisis se centrará en la utilización del tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo del CRO calentado solarmente mediante una tecnología de generación directa de vapor (GDV) o de fluido de transferencia de calor (HTF).

3 Ciclo Rankine regenerativo con sobrecalentamiento y fluidos secos

Considérese el ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación experimentado por un fluido seco representado en el diagrama T-s de la Figura 3-1a. En dicho diagrama se muestran los estados x e y siendo, respectivamente, los estados de la corriente caliente y fría a la salida del recuperador. También se ha denotado:

- Con la letra z el estado de presión igual a la de calentamiento en el ciclo y de temperatura igual a la del estado 3.
- Con la letra w el estado de presión igual a la de condensación y temperatura igual a la del estado 1.

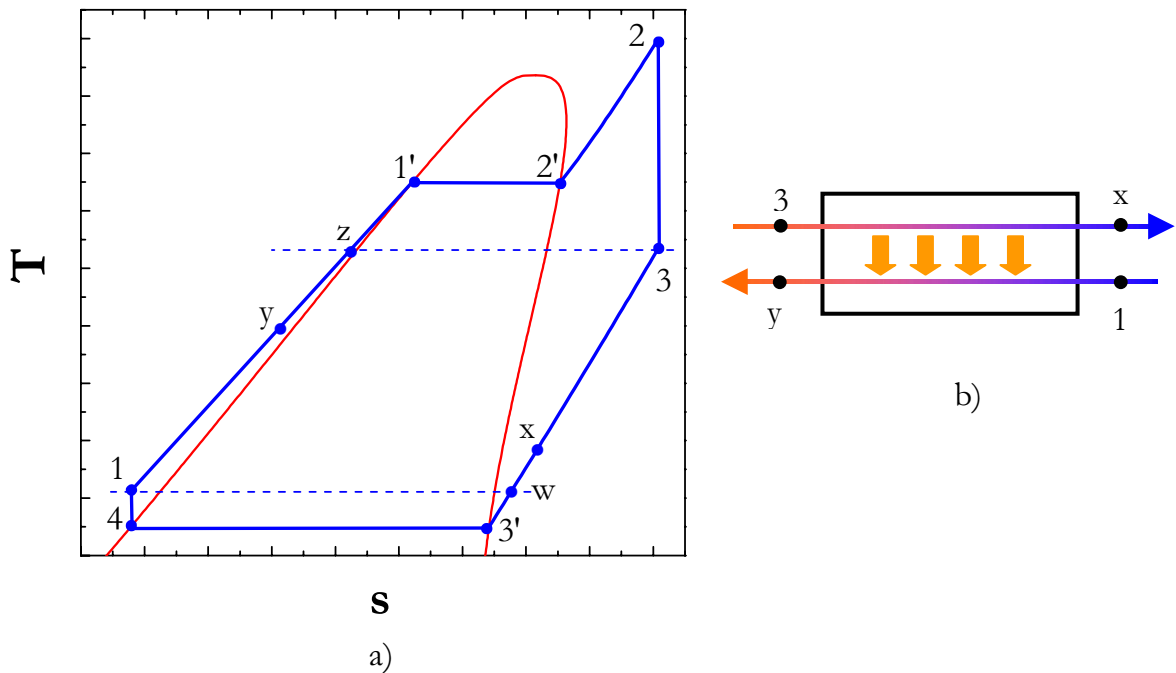


Figura 3-1. a) Diagrama T-s de un fluido seco que experimenta un ciclo Rankine ideal con sobrecalentamiento y una etapa de recuperación y b) esquema básico del proceso de recuperación de calor de la corriente caliente procedente de la turbina.

En la Figura 3-1b se ha representado un intercambiador de calor a contracorriente en el que tendría lugar el proceso de transferencia de calor desde la corriente caliente procedente de la turbina hacia la corriente fría procedente de la bomba de alimentación. Si el intercambiador anterior operase de manera reversible se cumpliría que la temperatura de la corriente fría a la salida del recuperador sería igual a la de entrada de la corriente caliente y que la temperatura de la corriente fría a la entrada del recuperador sería igual a la de salida de la corriente caliente, esto es,

$$T_3 = T_y \quad ; \quad T_x = T_1$$

ec. 3-1

Para un intercambiador de calor real, el Segundo Principio de la Termodinámica impone que

$$T_3 > T_y \quad ; \quad T_x > T_1$$

ec. 3-2

En relación con lo anterior, se define la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) como el cociente entre el incremento real de energía de la corriente fría a su paso por el intercambiador de calor y el incremento de energía máximo posible, esto es, si el recuperador operase de forma reversible. Para un caudal másico constante y dado que se trata del mismo fluido en ambas corrientes se tiene:

$$\epsilon_{rec} = \frac{P_Q^{1 \rightarrow y}}{P_Q^{max}} = \frac{\Delta h_{1 \rightarrow y}}{\Delta h_{max}}$$

ec. 3-3

donde $P_Q^{1 \rightarrow y}$ es la potencia térmica absorbida por la corriente fría en el recuperador y P_Q^{max} es la máxima potencia térmica que podría absorber dicha corriente si el intercambiador de calor operase de forma reversible.

La máxima cantidad de energía que puede ser transferida a la corriente fría viene limitada por la máxima temperatura alcanzable por la corriente fría – T_3 – o por la mínima temperatura alcanzable por la corriente caliente – T_1 –. En efecto, la máxima cantidad de energía por unidad de tiempo en forma de calor que puede absorber la corriente fría en el proceso de recuperación de calor es $P_Q^{1 \rightarrow z}$ mientras que la máxima cantidad de energía que puede ceder la corriente caliente es $|P_Q^{3 \rightarrow w}|$. Para un caudal másico constante se tendrá que

$$\Delta h_{max} = \min\left[|\Delta h_{1 \rightarrow z}|, |\Delta h_{3 \rightarrow w}|\right]$$

ec. 3-4

En general se cumplirá que

$$\min\left[|\Delta h_{1\rightarrow z}|, |\Delta h_{3\rightarrow w}|\right] = \Delta h_{3\rightarrow w}$$

ec. 3-5

por ser $T_z = T_3$, $T_1 = T_w$ y la capacidad térmica isóbara del vapor sobrecalentado menor que la del líquido comprimido en el mismo intervalo de temperaturas.

El razonamiento anterior es válido mientras la temperatura del vapor sobrecalentado a la salida de la etapa de expansión en la turbina sea inferior a la temperatura de evaporación. En ese caso, la recuperación de calor tiene como única consecuencia sobre la corriente fría el precalentamiento del fluido en la región de líquido comprimido. Sin embargo, dependiendo de qué fluido experimente el ciclo, de las condiciones de operación del mismo y del valor del rendimiento isoentrópico de la turbina, sería posible que la temperatura del vapor tras la expansión en la turbina fuese superior a la temperatura de evaporación. En las condiciones anteriores ($T_3 > T_{\text{evap}}$) puede suceder que la recuperación de calor de lugar, no sólo al precalentamiento del fluido de trabajo, sino también a la evaporación parcial o total del mismo e incluso a un cierto grado de sobrecalentamiento del vapor. La aparición de esta situación para un fluido dado depende, para valores fijos de la temperatura de evaporación y condensación en el ciclo, de la temperatura final de sobrecalentamiento, del valor rendimiento isoentrópico de la turbina y de la eficiencia del recuperador.

El rendimiento térmico del ciclo Rankine representado en la Figura 3-1 es:

$$\eta_R = \frac{|P_W^{2\rightarrow 3} + P_W^{4\rightarrow 1}|}{P_Q^{y\rightarrow 2}} = \frac{|P_W^{2\rightarrow 3} + P_W^{4\rightarrow 1}|}{P_Q^{1\rightarrow 2} - P_Q^{1\rightarrow y}} = \frac{|P_W^{2\rightarrow 3} + P_W^{4\rightarrow 1}|}{P_Q^{1\rightarrow 2} - \varepsilon_{\text{rec}} \cdot |P_Q^{\text{max}}|}$$

ec. 3-6

En las siguientes secciones se tomará como valor representativo para la eficiencia del recuperador 0.8, que es un valor utilizado habitualmente en la literatura específica relativa al tema [Price y Hassani, 2002, p. 6], [Acharya *et al.*, 1993, p. 759], [Maizza y Maizza, 2001, p. 387], [Barber, 1978, p. 2]. Lee *et al.* (1988) usan un valor de 0.78. El análisis también se realizará variando dicho parámetro entre 0 (ciclo sin recuperación) y 1.

Además de la etapa de recuperación de calor también es posible plantear el sangrado de la turbina cuando se utiliza un fluido seco en el ciclo Rankine orgánico. Sin embargo, esta opción es secundaria frente al proceso de recuperación por lo que en este estudio no se considerará la extracción de vapor de la turbina cuando se utilice un fluido seco.

4 Ciclo Rankine orgánico solar con generación directa de vapor

Tanto el sobrecalentamiento del vapor como el proceso de recuperación de calor implican una temperatura promedio de calentamiento del fluido mayor en el interior de los tubos absorbedores del CCP respecto del ciclo simple, lo que implica una reducción del rendimiento del captador para un mismo valor de la irradiancia solar directa. Por otra parte, las modificaciones del ciclo termodinámico de Rankine deben realizarse con el principal objetivo de aumentar el rendimiento térmico del mismo. Por lo tanto, resulta interesante analizar la combinación de los dos efectos anteriores sobre el rendimiento total por separado pues, a priori, tienen efectos contrarios sobre dicha cantidad.

4.1 Generación directa de vapor con el CCP LS-3 y tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo

4.1.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación

Para cualquier sustancia, fijada la temperatura de evaporación del ciclo termodinámico de Rankine, el parámetro que caracteriza la inclusión de una etapa de sobrecalentamiento es la temperatura final hasta la que se realiza éste (t_2). Por otra parte, el parámetro mediante el cual se caracteriza la etapa de recuperación de calor en el ciclo con un fluido seco es la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) ya definida en la sección 3. Esto es así en nuestro caso puesto que se desconocen las temperaturas finales de cada uno de los flujos tras el proceso de intercambio de calor en el recuperador. Por lo tanto, el análisis del efecto que sobre el rendimiento térmico del ciclo tienen las dos modificaciones anteriores debe realizarse en función de t_2 y ϵ_{rec} . También se valorará el efecto anterior en términos de la temperatura de condensación (t_{cond}) con el fin de dar generalidad al análisis realizado respecto al uso que se da al calor descargado por el ciclo.

En esta sección se lleva a cabo el análisis anterior para un valor máximo de la temperatura de evaporación en el ciclo de 300°C para el D4 y de 235°C para el MM, pues se consideran estos valores lo suficientemente alejados del punto crítico de cada una de las sustancias. Por la misma razón en el caso del tolueno se tomará también $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, valor para el que ya se caracterizó en el capítulo dos el rendimiento térmico del ciclo Rankine simple. Además, dado que se trata del análisis relativo al CCP LS-3, en esta

sección se considerará que el sobrecalentamiento del vapor se puede extender hasta los 400°C. En la práctica, los límites de estabilidad térmica de los tres compuestos orgánicos podrían limitar el valor de la temperatura anterior. En el caso del D4 y el MM, Colonna *et al.* (2006, p. 199) estiman su máxima temperatura de estabilidad térmica precisamente en 400°C. En cuanto al tolueno, Stine y Geyer (2001) establecen su máxima temperatura de estabilidad térmica entre 400°C – 425°C.

En la Figura 4-1 se ha representado el rendimiento térmico (η_R) calculado del ciclo Rankine con tolueno sin recuperación y con recuperación en función de la temperatura de condensación y de final de sobrecalentamiento para una temperatura de evaporación de 300°C. El comportamiento cualitativo de η_R en ambos casos es el mismo respecto a las variaciones de t_{cond} , siendo mayor la dependencia en el caso con recuperación.

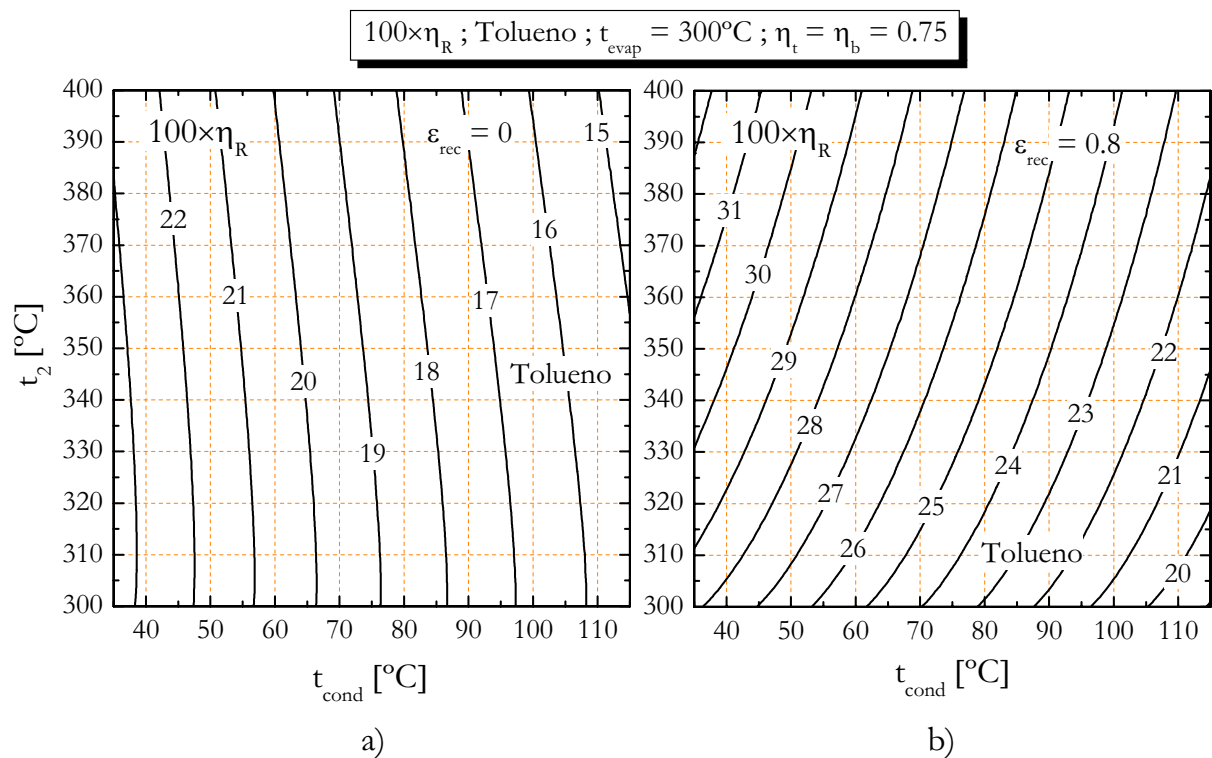


Figura 4-1. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) para $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$ y a) sin recuperación y b) con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$.

Sin embargo, más interesante que el anterior resulta el comportamiento respecto a la temperatura final de sobrecalentamiento. En primer lugar, en el ciclo sin recuperación se observa que para temperaturas finales de sobrecalentamiento cercanas a la de evaporación (inferiores a 312°C) el rendimiento térmico presenta un máximo muy poco acusado para un valor dado de la temperatura de condensación. Este comportamiento se mantiene hasta $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, desapareciendo para valores superiores. Además, la temperatura de condensación a la que desaparece dicho máximo depende del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de forma que en el ciclo ideal este máximo desaparece para t_{cond}

>80°C. En cualquier caso, es decir, para temperaturas de condensación superiores a los 35°C, el rendimiento térmico del ciclo decrece siempre para temperaturas finales del vapor mayores que 315°C y el incremento máximo de η_R en el estrecho intervalo en el que crece se sitúa por debajo del 0.2%, es decir, el aumento de rendimiento térmico que puede proporcionar el sobrecalentamiento en ese estrecho intervalo es muy pequeño.

Cuando se incluye el proceso de recuperación el comportamiento de η_R se modifica según se muestra en la Figura 4-1b donde se puede observar que el rendimiento térmico del ciclo crece de forma monótona con la temperatura final de sobrecalentamiento para una eficiencia del recuperador del 0.8 y cualquier valor de t_{cond} . El comportamiento mostrado en la figura anterior implica que debe existir un valor de la eficiencia del recuperador a partir del cual se observe el cambio en el comportamiento cualitativo de η_R respecto a t_2 . Para aclarar esto, en la Figura 4-2 se ha representado η_R en función de la eficiencia del recuperador y de la temperatura final de sobrecalentamiento para una temperatura de condensación de 35°C y 115°C.

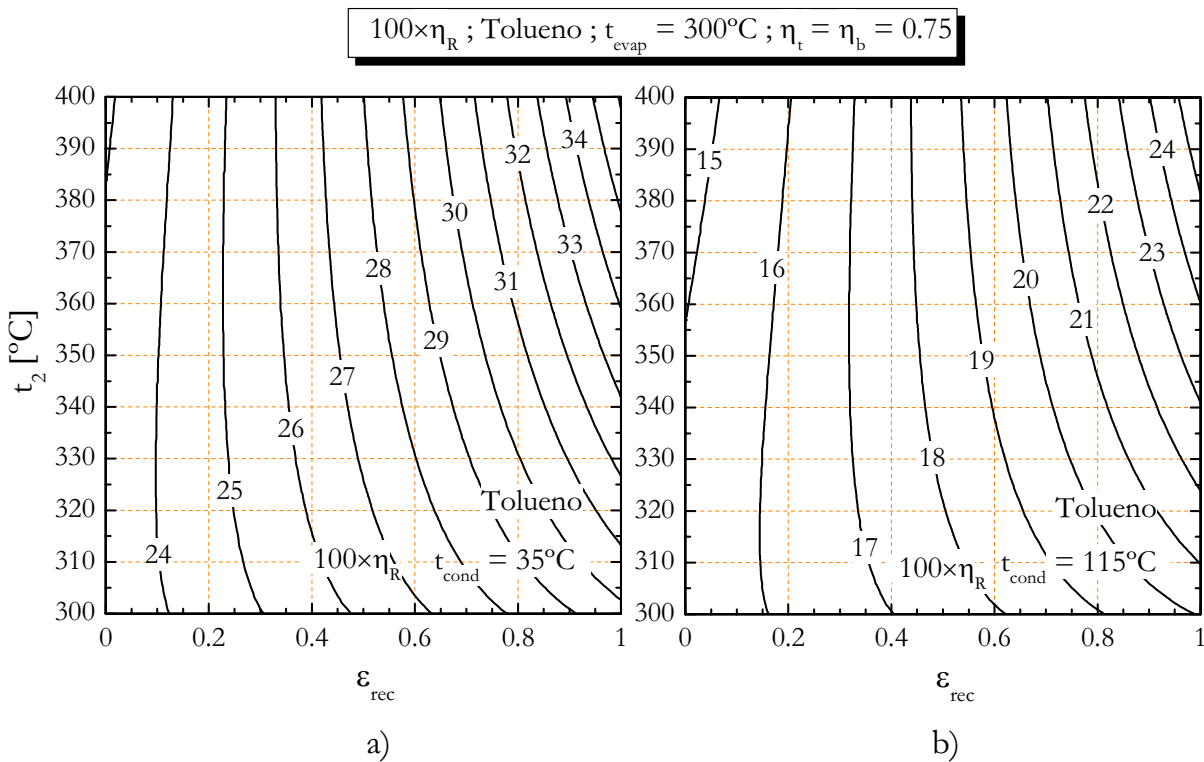


Figura 4-2. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$.

Como se observa, para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ el máximo de η_R aparece para valores pequeños de ϵ_{rec} y se desplaza a valores de t_2 mayores a medida que crece la eficiencia del proceso de recuperación de forma que desaparece para $\epsilon_{rec} > 0.35$. A partir de los valores anteriores de ϵ_{rec} el rendimiento térmico siempre crece para temperaturas finales de sobrecalentamiento

entre 300°C y 400°C. Este comportamiento se mantiene a nivel cualitativo cuando la temperatura de condensación aumenta, modificándose los valores de ϵ_{rec} a partir de los cuales η_R siempre crece con la temperatura final de sobrecalentamiento, situándose en 0.44 cuando la temperatura de condensación es de 115°C.

Por lo tanto, para un valor representativo de la eficiencia del recuperador de 0.8, un aumento de la temperatura final de sobrecalentamiento en el intervalo de 300°C y 400°C produce siempre un incremento del rendimiento térmico del ciclo termodinámico de Rankine con una temperatura de evaporación de 300°C y temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C.

En la Tabla 4-1 se dan los valores numéricos del rendimiento térmico del ciclo Rankine cuando se incorpora un regenerador de eficiencia 0.8 para diferentes valores de la temperatura final de sobrecalentamiento. También se da el incremento de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, cuyo valor también se indica.

Tabla 4-1. Con tolueno, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).

Tolueno ; $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$; $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$						
t_2 [°C]	300 ($\epsilon_{rec} = 0$)	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	31.51	35.27/11.9	37.05/17.6	38.23/21.3	39.18/24.3	40.00/26.9
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	23.37	28.16/20.5	29.72/27.2	30.77/31.7	31.63/35.3	32.36/38.5
Tolueno ; $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$; $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$						
t_2 [°C]	300 ($\epsilon_{rec} = 0$)	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	21.02	24.55/16.8	26.14/24.3	27.14/29.1	27.92/32.8	28.58/36.0
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	15.40	18.92/22.8	20.27/31.6	21.12/37.1	21.80/41.5	22.36/45.2

De los datos de dicha tabla se concluye que el proceso de recuperación repercute en mayor medida sobre η_R cuando el rendimiento isoentrópico de la turbina se reduce. Esto es debido a que, en ese caso, la temperatura del vapor a la salida de la turbina crece lo que hace aumentar también el potencial de recuperación. Por tanto, para un fluido dado, el efecto será más importante en general cuanto menor sea la potencia del sistema. Asimismo será más importante en general en los fluidos de menor masa molecular. Además, el ritmo de crecimiento de η_R a consecuencia del sobrecalentamiento disminuye cuando aumenta t_2 . La simple inclusión de la recuperación tiene un efecto mayor en relación al producido por el sobrecalentamiento. Esto se puede apreciar, por ejemplo, en el caso en que $\eta_t = \eta_b = 0.75$ para el que la inclusión de la recuperación y una etapa de sobrecalentamiento de 300°C hasta 400°C implica algo menos del doble de aumento en η_R que la inclusión de la recuperación únicamente. Otra conclusión de los datos de la tabla

anterior es que la importancia del proceso de recuperación es mayor cuanto mayor sea la temperatura de condensación.

Los resultados obtenidos anteriormente en el caso del tolueno para el comportamiento cualitativo del rendimiento térmico del ciclo Rankine se observan también en el caso del octametilciclotetrasiloxano (D4) y del hexametildisiloxano (MM). Sin embargo, debido a la mayor pendiente de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s del D4 y del MM respecto al tolueno (ver Figura 2-1a) se puede dar el caso de que un determinado conjunto de condiciones de operación del ciclo de lugar a un estado de la corriente fría a la salida del recuperador (estado *y*) de líquido saturado, de mezcla bifásica líquido-vapor e incluso, de vapor saturado o sobrecalentado. Para visualizar esta situación en las siguientes figuras se mostrarán en trazo discontinuo las isolíneas correspondientes al título de vapor del estado *y* y de valor 0 (estado *y* de líquido saturado) y 1 (estado *y* de vapor saturado) junto a las isolíneas de rendimiento térmico.

En la Figura 4-3, análoga a la Figura 4-1 correspondiente al tolueno, se observa también el cambio en la pendiente de las isolíneas de η_R con D4 como fluido de trabajo cuando se pasa de un ciclo sin recuperación con sobrecalentamiento a un ciclo con recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) y sobrecalentamiento.

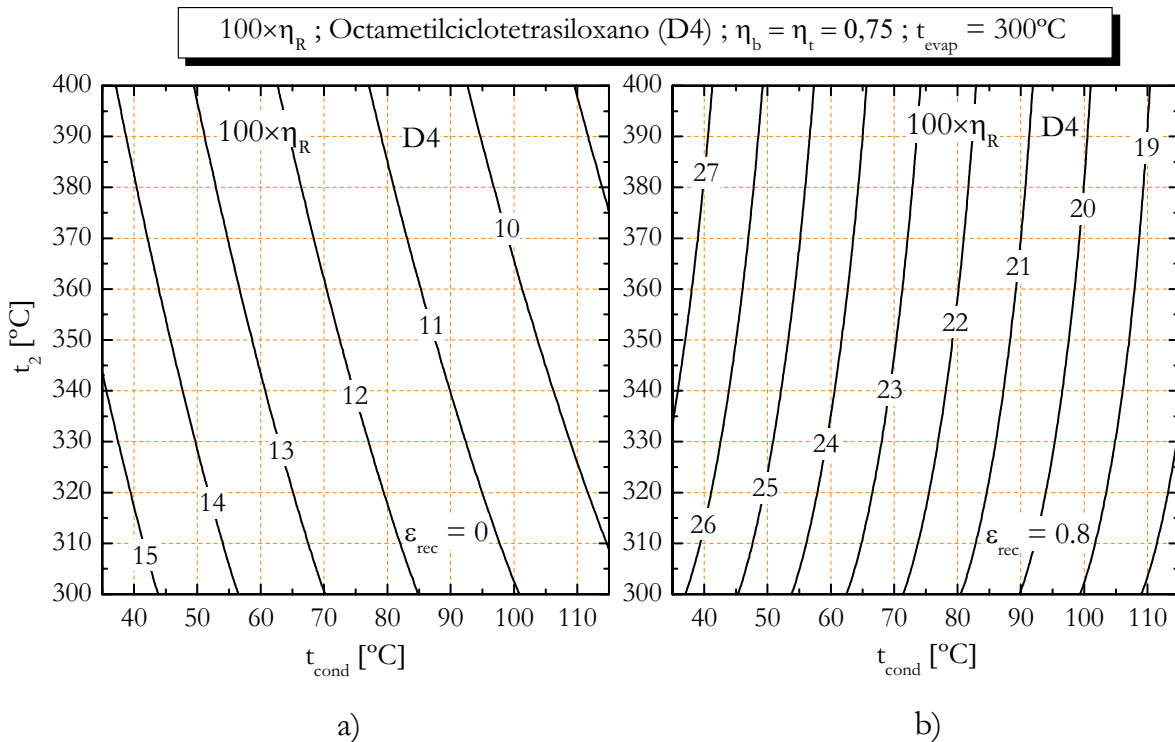


Figura 4-3. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) sin recuperación y b) con recuperación y $\epsilon_{rec} = 0.8$.

A diferencia de como sucedía en el caso del tolueno, cuando se utiliza D4 no aparece el máximo en η_R con respecto a t_2 próximo a la temperatura de evaporación en el ciclo sin recuperación, por lo que en este caso la etapa de sobrecalentamiento implica directamente una reducción de η_R en todo el intervalo de t_2 . En cuanto a los valores de ϵ_{rec} a partir de los cuales el comportamiento cualitativo de la Figura 4-3a pasa a ser el mostrado en la Figura 4-3b, de la Figura 4-4 se desprende que dichos valores se encuentran entre 0.69 y 0.73 cuando la temperatura de condensación se encuentra entre 35°C y 115°C.

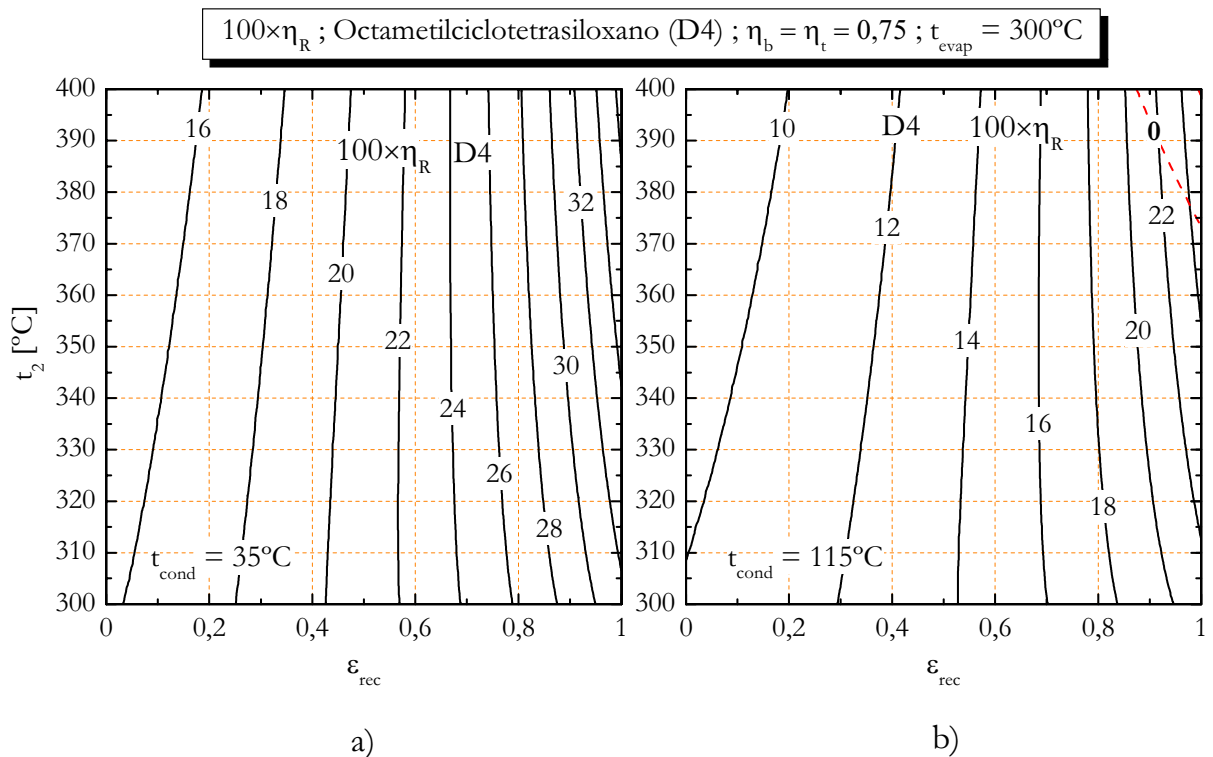


Figura 4-4. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestra la isolínea correspondiente a $x_y = 0$.

Además, para una temperatura de condensación de 115°C se observa que con un recuperador de eficiencia superior a 0.87 y una temperatura final de sobrecalentamiento superior a los 375°C es posible obtener un estado y de líquido saturado o de mezcla bifásica líquido-vapor a la salida del recuperador.

En la Tabla 4-2 se dan los valores numéricos del rendimiento térmico en función de la temperatura de sobrecalentamiento con un recuperador que operase con una eficiencia del 0.8. También se da el valor de η_R en el ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación. Como se observa, el efecto de introducir la recuperación es mucho más importante en el caso del D4 que en el caso del tolueno (ver Tabla 4-1), lo que se debe, en parte, a la mayor pendiente de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s. El

comportamiento cualitativo respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y a la temperatura de condensación también es el mismo, de forma que el efecto relativo de la recuperación es más importante a menores valores de η_t y mayores valores de t_{cond} . Frente a la recuperación, el incremento de η_R debido al sobrecalentamiento del vapor se sitúa por debajo del 6.50% para cualquiera de los casos mostrados en la Tabla 4-2 cuando éste se extiende hasta 400°C.

Tabla 4-2. Con D4, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).

D4 ; $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$; $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$						
t_2 [°C]	300 ($\epsilon_{rec} = 0$)	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	21.14	32.92/55.7	33.61/59.0	34.07/61.1	34.42/62.8	34.70/64.1
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	15.74	26.25/66.8	26.85/70.6	27.25/73.1	27.57/75.1	27.81/76.7
D4 ; $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$; $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$						
t_2 [°C]	300 ($\epsilon_{rec} = 0$)	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	13.79	22.51/63.2	23.09/67.5	23.43/69.9	23.65/71.5	23.81/72.6
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	10.17	17.40/71.1	17.89/75.9	18.18/78.8	18.38/80.7	18.52/82.1

En cuanto al hexametildisiloxano (MM), considerando una temperatura de evaporación de 235°C se observa el mismo comportamiento cualitativo de η_R que en el tolueno y el D4 respecto a la temperatura final de sobrecalentamiento cuando se pasa del ciclo sin recuperación al ciclo con $\epsilon_{rec} = 0.8$ (Figura 4-5). Sin embargo, en este caso es posible obtener líquido saturado a la salida del recuperador para cualquier valor de la temperatura de condensación en el intervalo 35°C – 115°C si la temperatura de sobrecalentamiento se mantiene entre 325°C y 395°C. Incluso sería posible alcanzar el estado de vapor saturado para $t_2 > 360^\circ\text{C}$ y $t_{cond} > 70^\circ\text{C}$. En este último caso sucedería que la parte solar en una configuración GDV actuaría únicamente como sobrecalentador. Obviamente, la región de la Figura 4-5b entre la isolínea de título de vapor del estado y 0 y 1 (trazo discontinuo) representa la región en la que dicho estado sería de equilibrio líquido - vapor. Otro comportamiento que también se observa en el caso del MM es que la dependencia de η_R respecto de t_{cond} para un valor fijo de t_2 es casi un 70% mayor cuando se incorpora un recuperador con eficiencia 0.8.

En cuanto a los valores de ϵ_{rec} para los que sucede la inversión en el comportamiento de η_R de la figura anterior, éstos se sitúan entre 0.67 y 0.73 cuando la temperatura de condensación se encuentra entre 35°C y 115°C respectivamente. Para esos dos valores, también se puede apreciar en la Figura 4-6 la presencia de las isolíneas de título del vapor del estado y correspondientes al líquido y al vapor saturado.

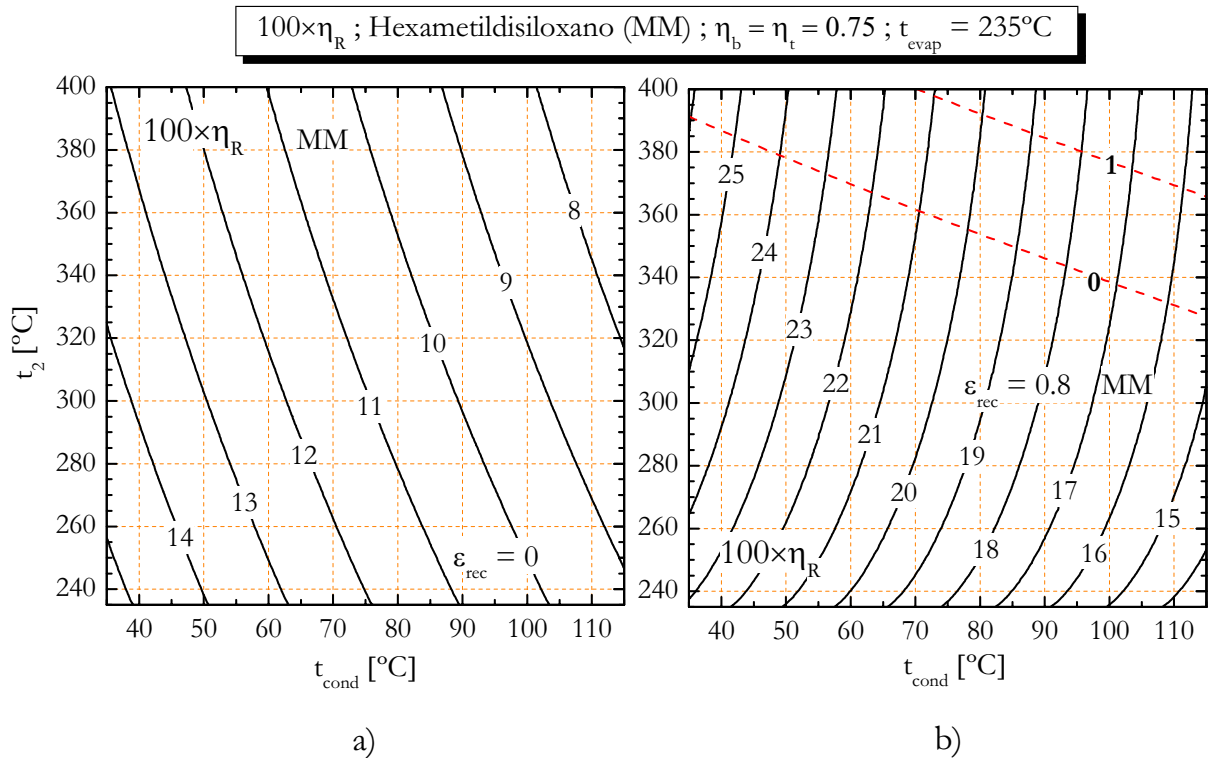


Figura 4-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación (t_{cond}) y de final de sobrecalentamiento (t_2) con $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) sin recuperación y b) $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. También se muestran las isóneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$.

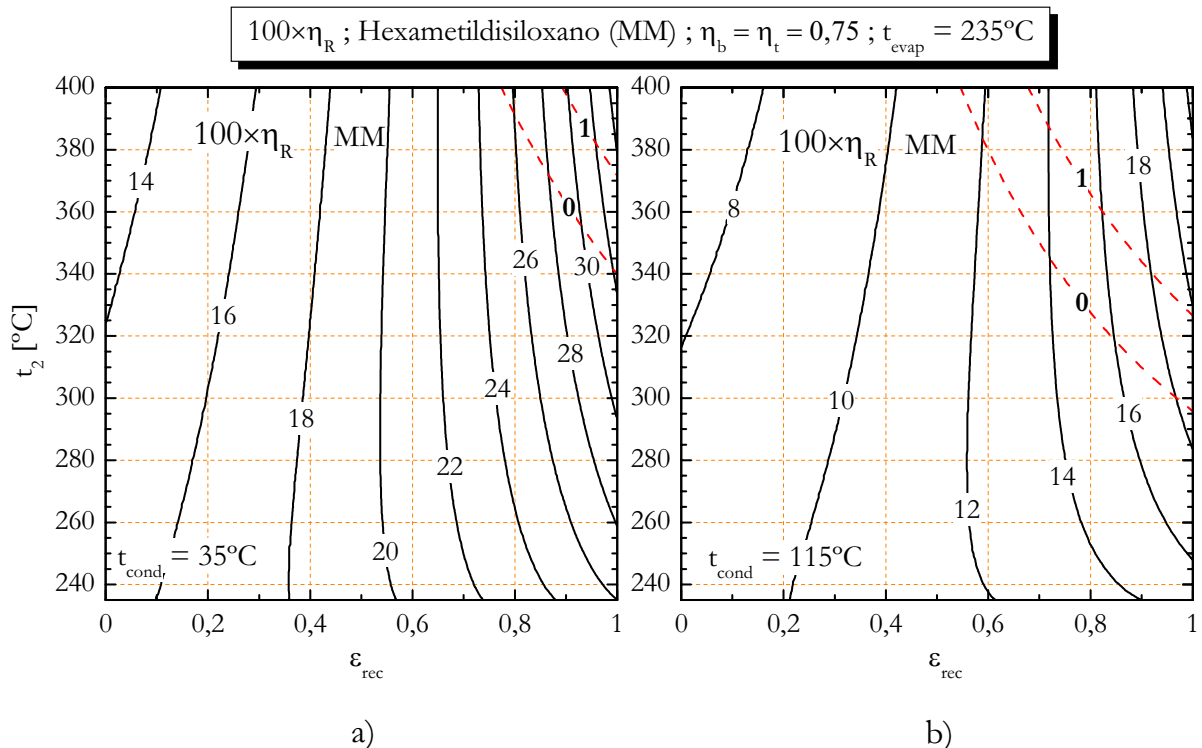


Figura 4-6. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran las isóneas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$.

En la Tabla 4-3 se dan los valores numéricos de η_R en función de la temperatura final de sobrecalentamiento para el ciclo con recuperación y también para el ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación.

Tabla 4-3. Con MM, η_R (%) del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) e incremento (%) de η_R respecto del ciclo sin sobrecalentamiento ni recuperación, para el cual también se da el valor del rendimiento térmico. En cada celda se da η_R (%) / incremento (%).

MM ; $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$; $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$							
t_2 [$^\circ\text{C}$]	235 ($\epsilon_{\text{rec}}=0$)	235	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	20.76	29.07/40.0	31.35/51.0	31.84/53.4	32.24/55.3	32.57/56.9	32.84/58.2
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	15.35	22.83/48.7	24.81/61.6	25.24/64.4	25.59/66.7	25.88/68.6	26.13/70.2
MM ; $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$; $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$							
t_2 [$^\circ\text{C}$]	235 ($\epsilon_{\text{rec}}=0$)	235	300	325	350	375	400
$\eta_b = \eta_t = 1$	12.72	17.65/38.7	19.65/54.5	19.99/57.1	20.24/59.1	20.42/60.6	20.56/61.6
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	9.19	13.23/44.0	14.93/62.4	15.22/65.6	15.44/68.0	15.61/69.9	15.74/71.2

Al igual que sucedía con el D4, la importancia de introducir el recuperador en el ciclo es mucho mayor en el caso del MM respecto al tolueno. El incremento de η_R cuando se sobrecalienta el vapor desde 235°C hasta los 400°C es inferior al 19% en cualquiera de los casos de la Tabla 4-3. Se conserva, en el caso del MM, el aumento en la importancia de la recuperación cuando se reduce el rendimiento isoentrópico de la turbina lo que, como ya se ha comentado para el tolueno y el D4, se debe al mayor potencial de recuperación que presenta el ciclo cuando se reduce dicho valor de η_t .

Sin embargo, a diferencia de los dos fluidos anteriores, la dependencia con la temperatura de condensación se invierte en el caso del MM, observándose para el ciclo sin sobrecalentamiento ($t_{\text{evap}} = t_2 = 235^\circ\text{C}$) que la incorporación de la recuperación tiene un efector menor cuando aumenta la temperatura de condensación. Para temperaturas finales de sobrecalentamiento entre 300°C y 400°C el comportamiento cualitativo es el mismo que en el tolueno y el D4.

4.1.2 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de tolueno en un sistema de 100 kW

Como ya se ha visto en la sección anterior, el sobrecalentamiento sin proceso de recuperación produce una reducción del rendimiento térmico del ciclo Rankine cuando se incrementa la temperatura final de sobrecalentamiento. Esto último implica un aumento de la temperatura media de operación del CCP, lo que también hace reducir su

rendimiento. Bajo las dos situaciones anteriores también se reducirá el rendimiento total (η) cuando crezca la temperatura final de sobrecalentamiento si se mantienen fijas la temperatura de condensación y evaporación en el ciclo. Cuando se incorpora la etapa de recuperación de calor el comportamiento del rendimiento total es cualitativamente el mismo que el mostrado en la Figura 4-2 para el rendimiento térmico del ciclo Rankine, de forma que para el valor representativo de la eficiencia del recuperador de 0.8 sucede que η siempre crece cuando se extiende la etapa de sobrecalentamiento.

Para el análisis del rendimiento total (η) cuando se incorpora la etapa de sobrecalentamiento se procede de igual manera que como se ha hecho en la etapa de precalentamiento en el capítulo 2 de la presente memoria. Por lo tanto, para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor en esa etapa se ha utilizado la correlación de Petukov y los valores necesarios de la viscosidad dinámica y de la conductividad térmica del vapor sobrecalentado de tolueno se han extraído del Libro Web de Química del NIST. Por comodidad en el proceso de cálculo, dichos valores se han ajustado en función de la temperatura a polinomios de orden cuatro para un valor de la presión 3.2 MPa, valor éste muy cercano a la presión de saturación del tolueno correspondiente a $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$. En la Tabla A-1 del Anexo A se dan las expresiones de dichos polinomios.

El coeficiente superficial de transferencia de calor calculado en la etapa de sobrecalentamiento se encuentra, para un valor del número de Reynolds (Re) de 11000 en la etapa de precalentamiento, una temperatura de evaporación en el ciclo de 300°C , una temperatura de condensación de 115°C y una eficiencia del recuperador de 0.8, entre los $277.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y los $147.3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ cuando la temperatura final de sobrecalentamiento oscila entre 305°C y 400°C . Estos valores dan lugar a factores de eficiencia del captador en la zona de sobrecalentamiento que pueden encontrarse ligeramente por debajo de 0.95. Por lo tanto, y primando la precisión en el cálculo, no se supondrá un valor igual a la unidad del factor de eficiencia del captador en esta zona del proceso de calentamiento.

La potencia máxima que puede extraerse mediante un ciclo con tolueno como fluido de trabajo realizado mediante un proceso de GDV con el CCP LS-3 se ha representado en la Figura 4-7a en función de la temperatura de condensación y del caudal másico de tolueno. La dependencia de P_w^{TV} con t_2 es pequeña en el intervalo $t_2 = 300^\circ\text{C} - 400^\circ\text{C}$ para un valor constante del caudal másico, por lo que dicha figura se ha calculado para un valor fijo de $t_2 = 350^\circ\text{C}$. Además, puesto que la potencia generada por la turbina de vapor no depende de la eficiencia del recuperador, la Figura 4-7a es válida para cualquier valor de ϵ_{rec} .

Sin embargo, el intervalo de Re al que da lugar un mismo intervalo de caudales máxicos sí que depende de la eficiencia del recuperador y de la temperatura de condensación. En el caso representado en la Figura 4-7a, para que el número de Reynolds en la zona de precalentamiento se mantenga entre $1.1 \cdot 10^4$ y $3.0 \cdot 10^5$ el caudal máxico de tolueno debe ser tal que $0.091 \text{ kg/s} \leq q^{\text{Tolueno}} \leq 2.49 \text{ kg/s}$ en el caso sin recuperación y tal que $0.05 \text{ kg/s} \leq q^{\text{Tolueno}} \leq 1.82 \text{ kg/s}$ para el caso con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$.

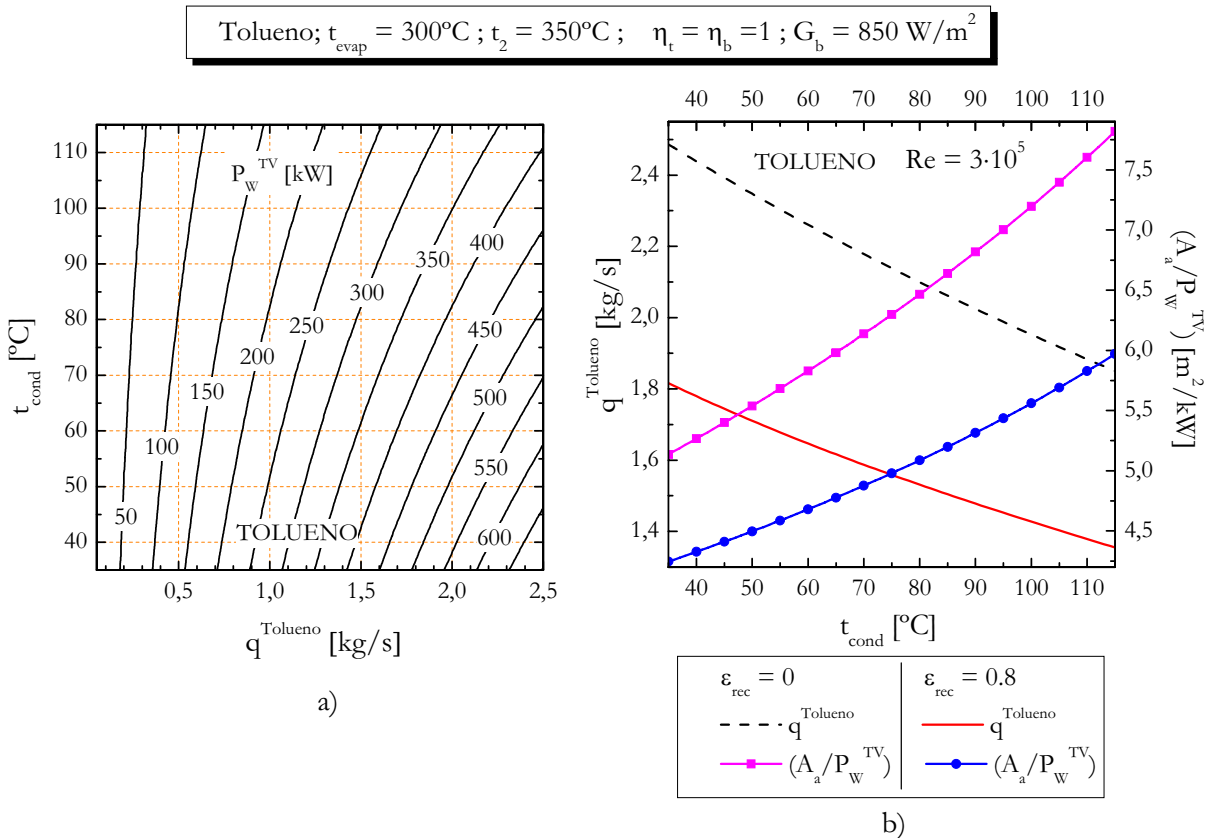


Figura 4-7. Para, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $t_2 = 350^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, a) potencia generada por la turbina de vapor y b) superficie de apertura necesaria por unidad de potencia generada por la turbina de vapor para $Re = 300000$ en la zona de precalentamiento.

Si se representa el cociente entre la superficie de apertura y la potencia generada por la turbina de vapor (A_a / P_w^{TV}), también en función de t_{cond} y de q^{Tolueno} , se observa que en un amplio intervalo de caudales máxicos dicho cociente es prácticamente independiente de q^{Tolueno} . Este comportamiento se debe a que en esa región de caudales se alcanza un valor muy próximo a la unidad del factor de eficiencia del captador. Por tanto, en la Figura 4-7b se ha representado el cociente (A_a / P_w^{TV}) para los valores de caudal máxico – también representados – que den lugar a un Re en la zona de precalentamiento igual a $3 \cdot 10^5$ en el caso sin recuperación y con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. En muy buena aproximación, ambas curvas de (A_a / P_w^{TV}) son válidas en prácticamente toda la extensión de cada uno de los intervalos de q^{Tolueno} citados en el párrafo anterior.

El efecto de la temperatura de condensación sobre la superficie de apertura por unidad de potencia mecánica generada en la turbina de vapor es muy importante, incrementándose ésta hasta un 52.1% con $\epsilon_{rec} = 0$ y hasta un 40.6% con $\epsilon_{rec} = 0.8$ cuando la condensación en el ciclo pase de tener lugar a 35°C a 115°C. Esta situación está motivada por la fuerte dependencia del rendimiento térmico del ciclo Rankine con dicho parámetro pues la del rendimiento del CCP LS-3 es mucho menor.

También queda patente la gran influencia de la inclusión de la recuperación, pues al realizar ésta con un valor representativo de la eficiencia de 0.8 la reducción en (A_a / P_W^{TV}) respecto al ciclo sin recuperación es de un 17.4% – 23.6% cuando $t_{cond} = 35^\circ\text{C} - 115^\circ\text{C}$. En cuanto al caudal másico de tolueno, las dos curvas representadas en la Figura 4-7b corresponden a los valores necesarios del mismo para alcanzar un $Re = 3 \cdot 10^5$ en la etapa de precalentamiento y pueden considerarse para cada valor de t_{cond} como valores límite en un proceso de GDV con el CCP LS-3. La reducción en el caudal másico necesario se sitúa en el 25% cuando la temperatura de condensación pasa de 35°C a 115°C.

En la Figura 4-8 se han concretado los parámetros característicos de un sistema de 100 kW de potencia con recuperación en función de la temperatura final de sobrecalentamiento.

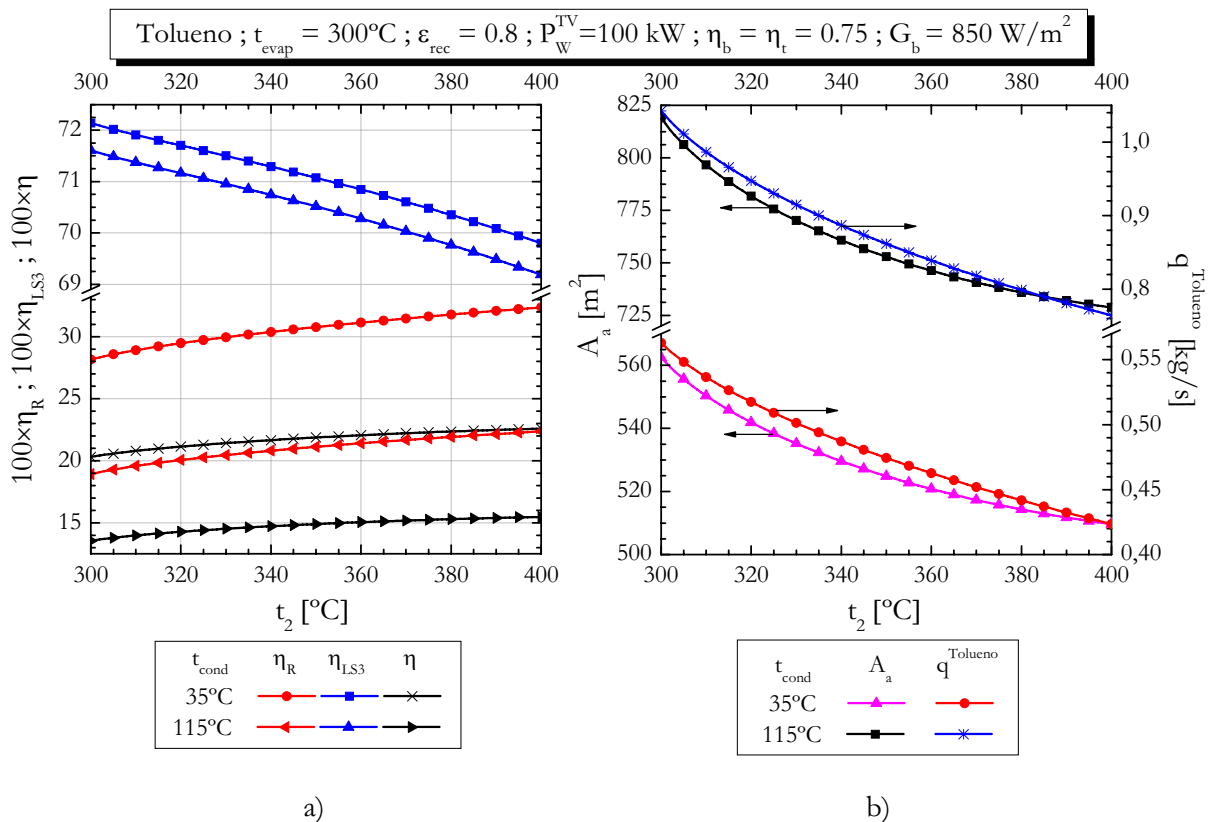


Figura 4-8. a) Rendimiento térmico del ciclo Rankine, rendimiento del captador y rendimiento total y b) superficie de apertura y caudal másico de tolueno para un sistema de 100 kW con $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{rec} = 0.8$.

En dicha figura no se ha representado el caso sin regeneración puesto que en ese caso las condiciones de operación que dan menor superficie de apertura corresponden al ciclo sin sobrecalentamiento, cuyos parámetros característicos se dan en en la Tabla 4-4 y en la Tabla 4-5 junto al caso con recuperación. A partir de dichas tablas se puede cuantificar el efecto de incorporar el proceso de recuperación únicamente sin sobrecalentamiento. En ese caso se da un incremento en Re debido a que el precalentamiento en el tubo absorbedor tiene lugar a una temperatura promedio mayor que en el caso sin recuperación. La dependencia de las propiedades de transporte con la temperatura en la región de líquido comprimido de la sustancia hace que Re crezca. Por otra parte, la reducción en la superficie de apertura necesaria oscila entre un 16.4% y un 18.1% en el intervalo de temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C.

En cuanto a la etapa de sobrecalentamiento en el ciclo con recuperación, la extensión de dicha etapa hasta una temperatura de 400°C produce una reducción en A_a entre un 9.4% y un 11% en el intervalo de t_{cond} de 35°C y 115°C. El sobrecalentamiento también posibilita una reducción del caudal másico necesario para producir los 100 kW mecánicos por parte de la turbina, manteniéndose siempre un régimen turbulento del flujo en el interior del tubo absorbedor.

Tabla 4-4. Características del sistema GDV con tolueno en función de t_2 para $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; Tolueno ; $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$; $t_{evap} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$						
t_2 [°C]	300 ($\epsilon_{rec} = 0$)	300	325	350	375	400
t_3 [°C]	149.2	149.2	186.2	215.6	242.8	268.9
t_x [°C]	149.2	62.0	71.5	79.4	86.8	94.2
t_y [°C]	36.48	104.3	128.7	148.5	167.1	185.1
$100 \times \eta_R$	23.37	28.16	29.72	30.77	31.63	32.36
$100 \times \eta_{LS3}$	72.68	72.14	71.60	71.07	70.48	69.80
$100 \times \eta$	16.99	20.31	21.28	21.87	22.29	22.59
$q^{Tolueno}$ [kg/s]	0.563	0.563	0.509	0.474	0.447	0.423
$(Re/10^4)$	6.814	8.754	8.634	8.641	8.717	8.857
A_a [m ²]	672.7	562.5	538.4	524.9	515.7	509.6

Tabla 4-5. Características del sistema GDV con tolueno en función de t_2 para $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; Tolueno ; $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$						
t_2 [$^\circ\text{C}$]	300 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	300	325	350	375	400
t_3 [$^\circ\text{C}$]	199.5	199.5	236.9	266.7	294.5	321.2
t_x [$^\circ\text{C}$]	199.5	134.4	143.0	150.2	157.0	163.7
t_y [$^\circ\text{C}$]	116.7	168.5	192.7	212.3	230.6	248.0
$100 \times \eta_R$	15.40	18.92	20.27	21.12	21.80	22.36
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	72.12	71.61	71.06	70.52	69.90	69.19
$100 \times \eta$	11.10	13.55	14.40	14.89	15.24	15.47
q^{Tolueno} [kg/s]	1.042	1.042	0.930	0.862	0.808	0.764
($\text{Re}/10^4$)	16.94	20.44	20.07	20.21	20.68	21.48
A_a [m^2]	999.4	819.0	775.6	752.9	738.2	728.8

4.1.3 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de D4 y MM en un sistema de 100 kW

En la actualidad los datos y/o correlaciones para las propiedades de transporte del D4 y el MM son muy escasos, prácticamente inexistentes. Por ello, se supondrá que el factor de eficiencia del captador está lo suficientemente próximo a la unidad como para poder utilizar directamente la expresión del rendimiento del CCP LS-3 con la temperatura promedio de calentamiento del fluido en cada una de las etapas de calentamiento del ciclo Rankine (precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento).

De acuerdo con lo anterior, en la Figura 4-9a se ha representado el rendimiento total del ciclo de potencia solar (η) con recuperación en función de la temperatura de condensación y la temperatura final de sobrecalentamiento en el ciclo Rankine con D4 como fluido de trabajo. Como se observa, al igual que sucedía con η_R , la dependencia de η respecto de t_2 es pequeña y mucho menor que respecto a la temperatura de condensación. Sin embargo, en el caso de η aparece un máximo respecto de la temperatura final de sobrecalentamiento cuya posición depende de la temperatura de condensación. Este máximo no aparece en el caso del ciclo sin recuperación.

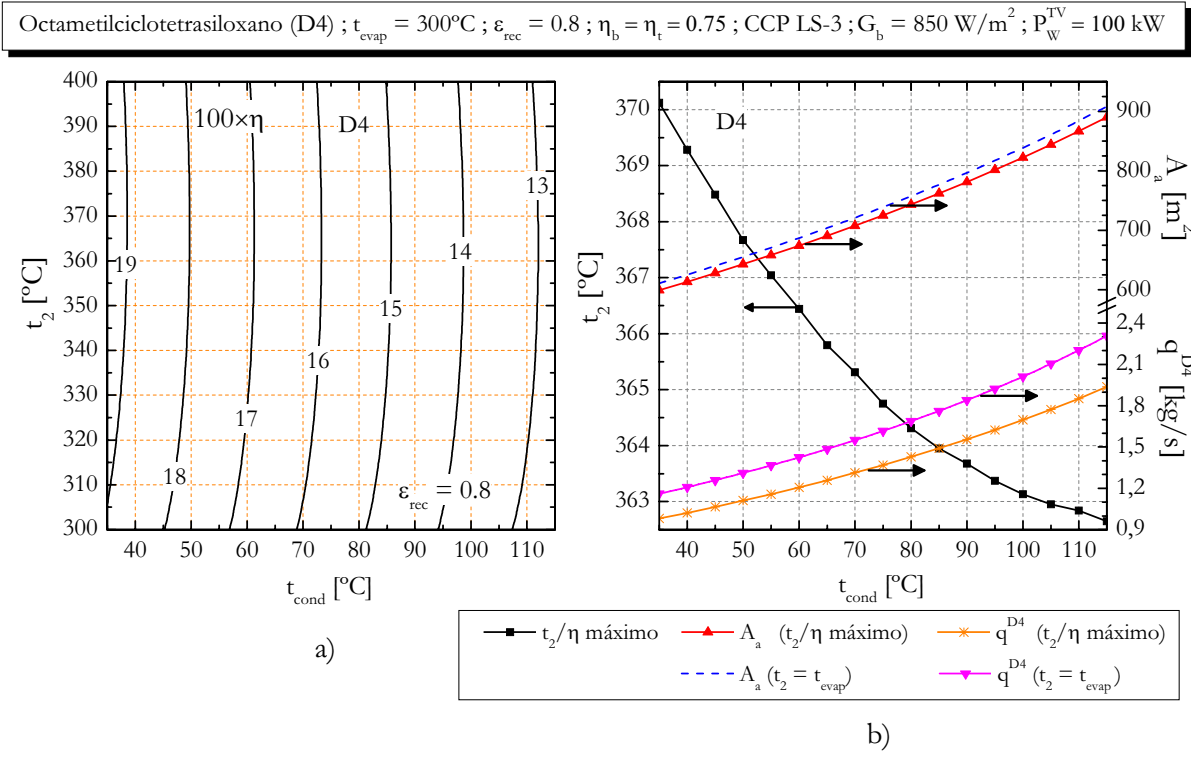


Figura 4-9. a) Rendimiento total con D4 como fluido de trabajo en función de t_{cond} y de t_2 y b) temperatura final de sobrecalentamiento que maximiza el rendimiento total y superficie de apertura y caudal másico en dicho máximo y en el ciclo sin sobrecalentamiento frente a t_{cond} .

En la Figura 4-9b se ha representado, en función de la temperatura de condensación, el valor de t_2 que maximiza η que como se aprecia se encuentra entre 362°C y 371°C cuando la temperatura de condensación oscila entre 35°C y 115°C . En el eje de ordenadas derecho de la citada figura también se ha representado la superficie de apertura y el caudal másico necesario cuando el sobrecalentamiento se extiende hasta una temperatura t_2 que maximiza el rendimiento total y también, en el caso del ciclo con $t_2 = t_{\text{evap}}$. Como se observa, la diferencia entre los valores de superficie de apertura en un caso y otro no es importante, situándose por debajo del 2.2% en el intervalo de t_{cond} de $35^{\circ}\text{C} - 115^{\circ}\text{C}$. Esto se debe a que, al aumentar t_2 crece la superficie de apertura necesaria para sobrecalentar el vapor pero al mismo tiempo se reduce la superficie de apertura necesaria para precalentar el líquido de forma que ambos efectos se compensan. Sin embargo, la variación del caudal másico de D4 necesario circulando por el interior del tubo absorbedor si es importante, reduciéndose en torno al 19% cuando se incorpora el sobrecalentamiento hasta el valor de t_2 que maximiza η . En un sistema de GDV el valor del caudal másico de fluido que circula por el interior del tubo absorbedor es un aspecto importante por razones hidrodinámicas. Por tanto, puede considerarse el sobrecalentamiento en el ciclo con recuperación con D4 como una forma de adaptar el caudal másico de fluido a las condiciones exigidas por una configuración de este tipo y no tanto como una medida que ayude a reducir la superficie de apertura necesaria.

En la Tabla 4-6 y en la Tabla 4-7 se dan los valores numéricos de los parámetros característicos del sistema de GDV con D4 para $t_{\text{cond}} 35^{\circ}\text{C}$ y 115°C respectivamente. En ambos casos destaca la gran reducción en A_a debida a la sola inclusión de la etapa de recuperación, encontrándose ésta en torno a un 40% para los dos valores de temperatura de condensación expuestos.

Tabla 4-6. Características del sistema GDV con D4 para diferentes valores de t_2 , $t_{\text{evap}} = 300^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; D4 ; $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^{\circ}\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$						
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	300 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	300	325	350	375	400
t_3 [$^{\circ}\text{C}$]	227.8	227.8	258.4	285.1	310.9	336.2
t_x [$^{\circ}\text{C}$]	227.8	80.3	88.3	95.4	102.4	109.4
t_y [$^{\circ}\text{C}$]	35.5	165.2	187.5	207.1	226.0	244.6
$100 \times \eta_R$	15.74	26.25	26.85	27.25	27.57	27.81
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	73.20	72.05	71.45	70.83	70.12	69.31
$100 \times \eta$	11.52	18.91	19.19	19.30	19.33	19.28
q^{D4} [kg/s]	1.160	1.160	1.080	1.021	0.971	0.927
A_a [m^2]	1002.6	610.8	602.8	599.7	599.4	601.4

Tabla 4-7. Características del sistema GDV con D4 para diferentes valores de t_2 , $t_{\text{evap}} = 300^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; D4 ; $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^{\circ}\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$						
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	300 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	300	325	350	375	400
t_3 [$^{\circ}\text{C}$]	253.7	253.7	284.8	312.0	338.2	363.9
t_x [$^{\circ}\text{C}$]	253.7	145.8	153.2	159.8	166.2	172.7
t_y [$^{\circ}\text{C}$]	115.7	209.8	231.8	251.1	269.5	287.3
$100 \times \eta_R$	10.17	17.40	17.89	18.18	18.38	18.52
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	72.55	71.50	70.89	70.25	69.50	68.64
$100 \times \eta$	7.38	12.44	12.69	12.77	12.77	12.71
q^{D4} [kg/s]	2.308	2.308	2.122	1.993	1.887	1.796
A_a [m^2]	1532.0	908.5	893.8	889.7	891.3	897.3

En cuanto al sobrecalentamiento en el ciclo con recuperación, la máxima reducción en A_a se sitúa en torno al 2%. Por tanto, y de forma más acentuada que en el caso del tolueno, el efecto de la recuperación es mucho más importante que el del sobrecalentamiento. Sin embargo, esta última modificación del ciclo es útil para ajustar el

caudal másico de fluido necesario. Por otra parte, pasar de realizar la condensación en el ciclo a una temperatura de 35°C a 115°C supone un incremento de la superficie de apertura necesaria de casi un 53%.

La Figura 4-10 es la análoga a la anterior pero para el MM. Se observa como también existe en el caso de ese fluido un máximo en η respecto a t_2 dado un valor de la temperatura de condensación para el ciclo con recuperación. En el caso representado en la Figura 4-10a se aprecia que el rendimiento total oscila entre el 11% y el 18% y que a partir de $t_2 \sim 340^\circ\text{C}$ la variación con t_2 es muy pequeña. En cuanto a la Figura 4-10b, en ella se ha representado la superficie de apertura en el caso del ciclo con sobrecalentamiento, tanto sin recuperación como con ella.

En este último caso la curva correspondiente al ciclo con sobrecalentamiento hasta una t_2 que maximice η no se ha representado pues prácticamente coincide con la correspondiente a $t_2 = 300^\circ\text{C}$. Esto se debe – al igual que sucede en el D4 – a que cuando se aumenta t_2 con recuperación se produce un aumento de la A_a necesaria para el sobrecalentamiento pero también la reducción de la superficie de apertura necesaria para el precalentamiento. Ambos efectos se compensan y provocan que A_a total se mantenga aproximadamente constante para un valor dado de la temperatura de condensación.

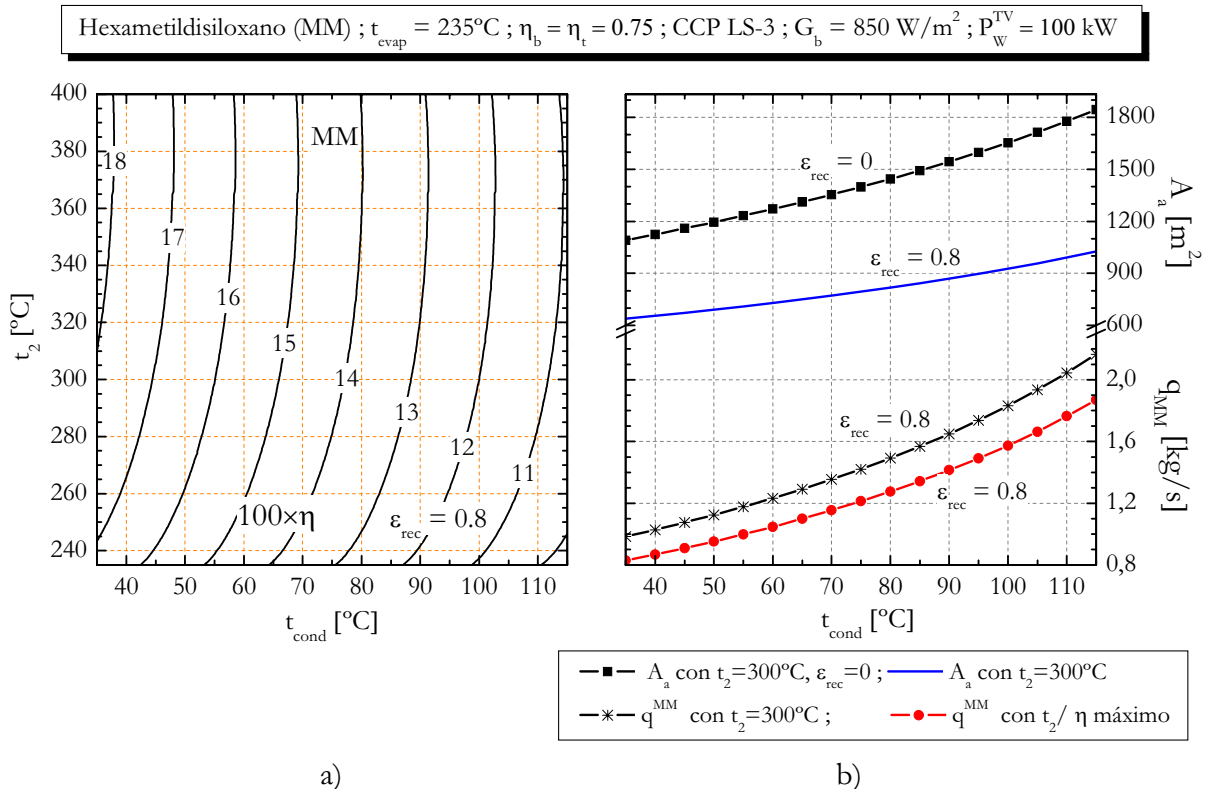


Figura 4-10. a) Rendimiento del ciclo solar con MM como fluido de trabajo en función de t_{cond} y t_2 y b) superficie de apertura y caudal másico de fluido en función de la temperatura de condensación con varios valores de t_2 .

En las dos tablas siguientes se dan los valores numéricos de los parámetros característicos del sistema de GDV con MM para $t_{\text{cond}} 35^{\circ}\text{C}$ y 115°C respectivamente.

Tabla 4-8. Características del sistema GDV con MM para diferentes valores de t_2 , $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; MM ; $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$							
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	235 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	235	300	325	350	375	400
t_3 [$^{\circ}\text{C}$]	161.6	161.6	239.1	264.9	290.2	315.1	339.9
t_x [$^{\circ}\text{C}$]	161.6	63.2	82.0	88.4	94.9	101.4	107.8
t_y [$^{\circ}\text{C}$]	35.8	119.3	173.5	191.5	209.0	225.5	235.0
$100 \times \eta_R$	15.35	22.83	24.81	25.24	25.59	25.88	26.13
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	73.64	73.16	72.18	71.73	71.20	70.65	69.95
$100 \times \eta$	11.30	16.70	17.91	18.11	18.22	18.29	18.28
q^{MM} [kg/s]	1.212	1.212	0.984	0.930	0.883	0.842	0.806
A_a [m^2]	1004.0	679.6	638.1	632.2	629.1	627.6	628.6

En este caso, la reducción en A_a debido solamente a la recuperación se sitúa entre el 32.3% y el 30.1% en el intervalo de t_{cond} de $35^{\circ}\text{C} - 115^{\circ}\text{C}$. Por otra parte, el aumento de A_a cuando se pasa de condensar a 35°C a 115°C se sitúa en torno al 60% en el ciclo sin recuperación y al 65% en el ciclo con recuperación.

Tabla 4-9. Características del sistema GDV con MM para diferentes valores de t_2 , $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación ni sobrecalentamiento.

CCP LS-3 ; MM ; $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$							
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	235 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	235	300	325	350	375	400
t_3 [$^{\circ}\text{C}$]	188.4	188.4	266.9	293.2	318.9	344.4	369.6
t_x [$^{\circ}\text{C}$]	188.4	131.0	148.3	154.3	160.3	166.4	172.4
t_y [$^{\circ}\text{C}$]	116.1	165.1	217.8	233.7	235.0	239.6	256.2
$100 \times \eta_R$	9.19	13.23	14.93	15.22	15.44	15.61	15.74
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	73.18	72.81	71.83	71.35	70.75	70.09	69.16
$100 \times \eta$	6.73	9.63	10.72	10.86	10.93	10.94	10.88
q^{MM} [kg/s]	2.805	2.805	2.165	2.032	1.920	1.824	1.739
A_a [m^2]	1602.8	1119.2	1026.3	1017.6	1015.1	1016.8	1025.0

4.1.4 Resumen de resultados

Para una temperatura de evaporación en el ciclo Rankine para el tolueno y el D4 de 300°C y de 235°C para el MM y temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C:

1. El rendimiento térmico del ciclo ideal sin recuperación ni sobrecalentamiento – ciclo con vapor saturado – se encuentra entre un 31.5% y un 21% en el caso del tolueno, entre un 21.2% y un 13.8% en el caso del D4 y entre un 20.8% y un 12.7% en el caso del MM.
2. La introducción del proceso de recuperación de calor ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) en el ciclo real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) supone un incremento mínimo del rendimiento térmico del ciclo del 20.5% en el caso del tolueno, del 66.8% en el caso del D4 y del 44% en el caso del MM respecto al ciclo sin recuperación e idénticas condiciones de operación.
3. Para el tolueno, el D4 y el MM, el sobrecalentamiento del vapor hasta 400°C en el ciclo sin etapa de recuperación de calor supone una reducción monótona del rendimiento térmico del ciclo respecto al valor correspondiente al ciclo con vapor saturado. En el caso del tolueno, dependiendo de las condiciones de operación, puede encontrarse un máximo en el rendimiento térmico a una temperatura de sobrecalentamiento cercana a la de evaporación.
4. El rendimiento térmico del ciclo con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) siempre crece con la temperatura final de sobrecalentamiento. Por tanto, existe un valor de la eficiencia del recuperador que delimita los dos comportamientos anteriores que se encuentra entre 0.35 y 0.44 para el tolueno, entre 0.69 y 0.73 para el D4 y entre 0.67 y 0.73 para el MM.
5. El sobrecalentamiento del vapor de 300°C a 400°C supone un incremento del rendimiento térmico respecto al del ciclo con recuperación y vapor saturado entre un 15% y un 18% en el caso del tolueno, en torno a un 6% en el caso del D4 y en torno a un 5.3% en el caso del MM.
6. En el intervalo de temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C el rendimiento térmico del ciclo con tolueno es mayor que el del D4 y el de éste último mayor que el del MM. El efecto de la recuperación es mayor a mayores temperaturas de condensación en el caso del tolueno y el D4.

En un ciclo de potencia solar que genera 100 kW de potencia mecánica en una configuración GDV con el CCP LS-3, para una temperatura de evaporación en el ciclo Rankine para el tolueno y el D4 de 300°C y de 235°C para el MM y temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C:

1. En el caso del tolueno, el rendimiento total con recuperación de calor crece siempre con la temperatura final de sobrecalentamiento para cualquier temperatura de condensación. Sin embargo, para el D4 y el MM aparece un máximo muy suave en el rendimiento total respecto a t_2 que se encuentra en torno a los 365°C para el D4 y entre 365°C y 385°C para el MM. Para los tres fluidos, el incremento relativo en el rendimiento total decrece a medida que t_2 aumenta. En este sentido, para t_{cond} entre 35°C y 115°C, sobrecalentar el vapor de tolueno hasta 325°C supone un incremento en η del 4.8%-6.3%, reduciéndose el porcentaje anterior a menos de la mitad para idénticos incrementos de t_2 a temperaturas superiores. En el caso del D4 el comportamiento anterior es mucho más acentuado. Para el MM, sobrecalentar hasta 300°C supone un incremento relativo entre el 7.2% y el 11.3% si $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C respectivamente mientras que sobrecalentar desde 300°C hasta 375°C supone un incremento relativo en torno al 2%.
2. El efecto de la recuperación sobre la superficie de apertura (A_a) necesaria es más importante que el de la etapa de sobrecalentamiento. La reducción de A_a en el intervalo de temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C debida únicamente al proceso de recuperación se encuentra en torno al 16.4%-18.1% en el caso del tolueno, en torno a un 40% en el caso del D4 y en torno al 30%-33% en el caso del MM. Estos resultados sugieren que el análisis de la regeneración debe realizarse en detalle para cada fluido y según el uso posterior de la potencia térmica descargada por el ciclo.
3. La incorporación del sobrecalentamiento implica una reducción adicional en A_a de entre un 9.4% y un 11% si éste se extiende hasta los 400°C en el caso del tolueno y de sólo un 1.8% aproximadamente si se extiende hasta los 375°C en el caso del D4. Para el MM el sobrecalentamiento hasta los 300°C supondría una reducción adicional de un 6%-8% y el sobrecalentamiento desde 300°C hasta 375°C implica una reducción adicional inferior al 1.5%.
4. La etapa de sobrecalentamiento hasta 400°C produce una reducción en el caudal másico necesario en torno al 25% en el caso del tolueno, entre un 20% y un 22.2% en el caso del D4 y entre un 33% y un 38% en el caso del MM.
5. La superficie de apertura necesaria en el sistema con recuperación en el intervalo de temperatura de condensación 35°C-115°C se encuentra entre unos 510 m² - 565 m² y entre 730 m² - 820 m² en el caso del tolueno, entre unos 600 m² - 610 m² y entre 895 m² - 910 m² en el caso del D4 y entre unos 625 m² - 680 m² y unos 1025 m² - 1120 m² en el caso del MM. Por lo tanto, pasar de condensar a 35°C a condensar a 115°C implica un crecimiento de la superficie de apertura entre un 45%-49% en el caso del tolueno, entre un 48%-53% en el caso del D4 y entre un 62%-65% en el caso del MM.

4.2 Generación directa de vapor con el CCP IND300 y tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo

En esta sección se introduce la posibilidad de utilizar en la parte solar del sistema de desalación por ósmosis inversa con energía solar térmica el CCP IND 300. Fabricado por la empresa israelí SOLEL Solar Systems, Ltd., el motivo de introducir un nuevo modelo comercial de CCP en el diseño preliminar responde a la intención de ampliar el intervalo de rendimientos de la parte solar del sistema de desalación por ósmosis inversa con energía solar térmica de media temperatura. El CCP IND300 es un CCP “pequeño” en comparación con el LS-3, de menor rendimiento y menor temperatura alcanzable por el fluido que circula por el interior de su tubo absorbedor (300°C). A diferencia de éste último, el CCP IND 300 posee una cubierta de vidrio y un sistema de limpieza automático. Según el fabricante, cada captador está formado por ocho segmentos cilindro-parabólicos de 6 m de longitud y 1.3 m de anchura de parábola cada uno. El tubo absorbedor metálico es de acero inoxidable con recubrimiento selectivo y se encuentra alojado en el interior de un tubo de vidrio de forma concéntrica.

El rendimiento del captador se expresa mediante la ec. 4-1 [SOLEL, 2006]:

$$\eta_{IND300} = 0.733 - 0.238 \cdot \left(\frac{T_{op} - T_{amb}}{G_b} \right) - 0.0013 \cdot G_b \cdot \left(\frac{T_{op} - T_{amb}}{G_b} \right)^2$$

ec. 4-1

donde T_{op} es la temperatura promedio de calentamiento del fluido en el captador, T_{amb} es la temperatura ambiente y G_b la irradiancia solar directa sobre la apertura del captador.

4.2.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación

En la sección 4.1.1 se realizó el estudio del rendimiento térmico del ciclo Rankine con tolueno como fluido de trabajo para una temperatura de evaporación de 300°C. La elección de este valor para t_{evap} es producto del proceso que se consideró (GDV) y del CCP en el que se realiza (LS-3 con tubos absorbedores DISS). Sin embargo, si se desea realizar el mismo proceso con el mismo fluido pero en el CCP IND300, dado que la máxima temperatura del fluido a la salida del mismo se sitúa precisamente en torno a los 300°C, es necesario analizar el efecto del sobrecalentamiento y la recuperación para temperaturas de evaporación inferiores a los 300°C. Esto es lo que se ha hecho en la Figura 4-11, donde se ha representado el rendimiento térmico (η_R) del ciclo Rankine con

tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de evaporación en el ciclo y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para una temperatura máxima del vapor en el ciclo (t_2) de 300°C. Obviamente, el caso $t_{evap} = t_2$ se refiere al ciclo sin sobrecalentamiento.

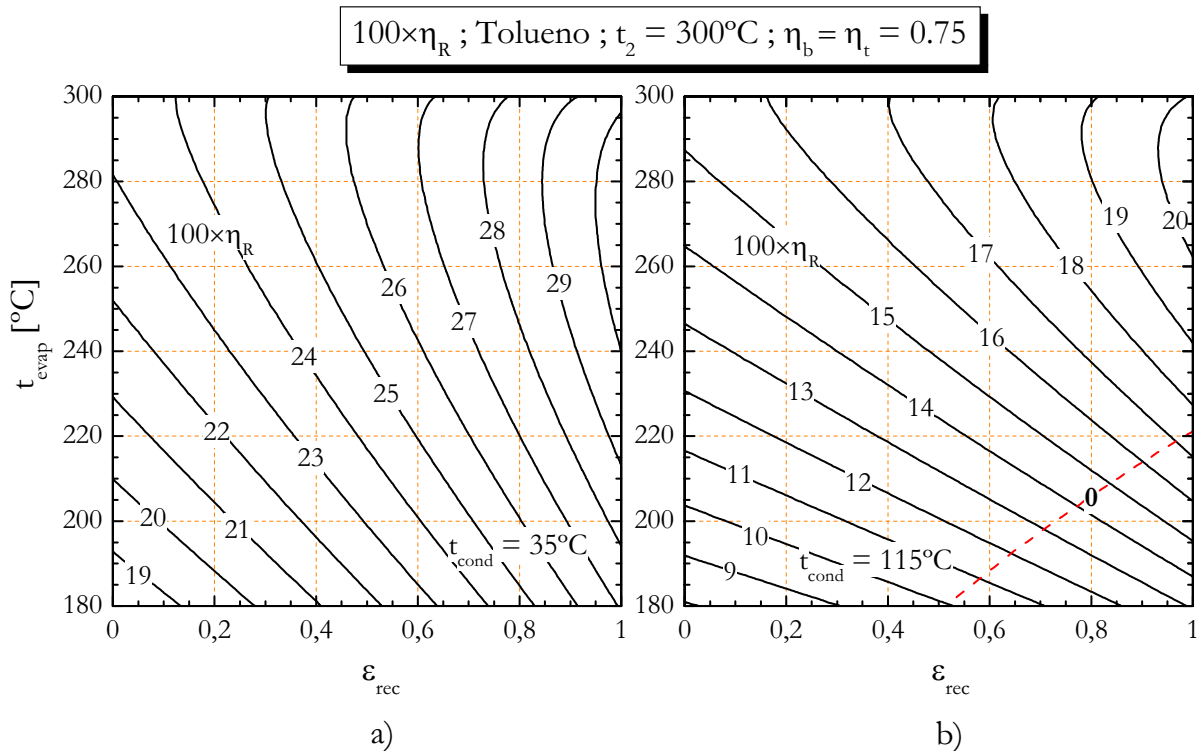


Figura 4-11. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran la isolénea correspondiente a $x_y = 0$.

Como se observa, una consecuencia de la inclusión de la etapa de recuperación es la aparición de un máximo en η_R respecto de la temperatura de evaporación si se mantiene constante ϵ_{rec} . El valor de t_{evap} que maximiza η_R depende de la eficiencia del recuperador y disminuye cuando aumenta ϵ_{rec} . Este comportamiento también se encuentra para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. En la Tabla 4-10 se dan los valores de t_{evap} que maximizan η_R y el valor de éste en dicho máximo en el ciclo sin y con recuperación de calor. De los datos de dicha tabla se deriva también que la posición del máximo depende del rendimiento isoentrópico de la turbina.

En la sección 4.1.1 se demostró que para una temperatura de evaporación en el ciclo de 300°C el sobrecalentamiento sin recuperación provoca una reducción en η_R . Esta situación desaparecería al incluir el proceso de recuperación a medida que aumenta el valor de ϵ_{rec} de forma que para $\epsilon_{rec} = 0.8$ η_R siempre crece con la temperatura final de sobrecalentamiento. Este comportamiento también se observa para las condiciones de operación de la Tabla 4-10 y visto el comportamiento de la Figura 4-11, los valores de η_R

de dicha tabla para $\epsilon_{rec} = 0.8$ son los valores máximos que pueden alcanzarse cuando $t_2 = 300^\circ\text{C}$, lo que también sucede en el ciclo sin recuperación.

Tabla 4-10. Temperatura de evaporación (t_{evap}) que hace máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con tolueno para $t_2 = 300^\circ\text{C}$. En la tabla se da $t_{evap} (^\circ\text{C})/\eta_R (\%)$.

Tolueno $t_2 = 300^\circ\text{C}$	$t_{cond} = 35^\circ\text{C}$		$t_{cond} = 115^\circ\text{C}$	
	$\epsilon_{rec} = 0$	$\epsilon_{rec} = 0.8$	$\epsilon_{rec} = 0$	$\epsilon_{rec} = 0.8$
$\eta_b = \eta_t = 1$	300°C/31.51%	284°C /35.71%	300°C /21.02%	293°C /24.73%
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	300°C /23.37%	281°C /28.60%	300°C /15.40%	291°C /19.12%

Por tanto, en ausencia de recuperación el ciclo que mejor rendimiento térmico proporciona es el ciclo con vapor saturado dentro de los intervalos de condiciones de operación para el ciclo con el CCP IND300 y una configuración de GDV.

En el caso del D4 también se observa que en el ciclo sin recuperación η_R siempre crece con t_{evap} para $t_2 = 300^\circ\text{C}$ mientras que para valores de ϵ_{rec} del orden de 0.8 se aprecia un máximo respecto de t_{evap} (Figura 4-12). Por tanto, el comportamiento es similar al del tolueno. Sin embargo, la dependencia con t_{evap} para valores altos de ϵ_{rec} es menos importante en el caso del D4.

En la Tabla 4-11 se dan los valores de t_{evap} para el D4 que maximizan η_R y el valor de éste en dicho máximo en el ciclo sin y con recuperación de calor. Como se observa, para el D4 no aparece el máximo en η_R para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$ y para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{rec} = 0.8$ se desplaza a mayores valores que en el caso del tolueno, situándose muy cerca de los 300°C . Para el MM, en la Figura 4-13 se observa que la temperatura de evaporación que mejor rendimiento térmico proporciona es 235°C cuando $t_2 = 300^\circ\text{C}$.

Tabla 4-11. Temperatura de evaporación (t_{evap}) que hace máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) para $t_2 = 300^\circ\text{C}$ con D4. En la tabla se da $t_{evap} (^\circ\text{C})/\eta_R (\%)$.

D4 ; $t_2 = 300^\circ\text{C}$	$t_{cond} = 35^\circ\text{C}$		$t_{cond} = 115^\circ\text{C}$	
	$\epsilon_{rec} = 0$	$\epsilon_{rec} = 0.8$	$\epsilon_{rec} = 0$	$\epsilon_{rec} = 0.8$
$\eta_b = \eta_t = 1$	300°C/21.14%	298°C /32.93%	300°C /13.78%	300°C /22.51%
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	300°C /15.74%	297°C /26.26%	300°C /10.17%	300°C /17.40%

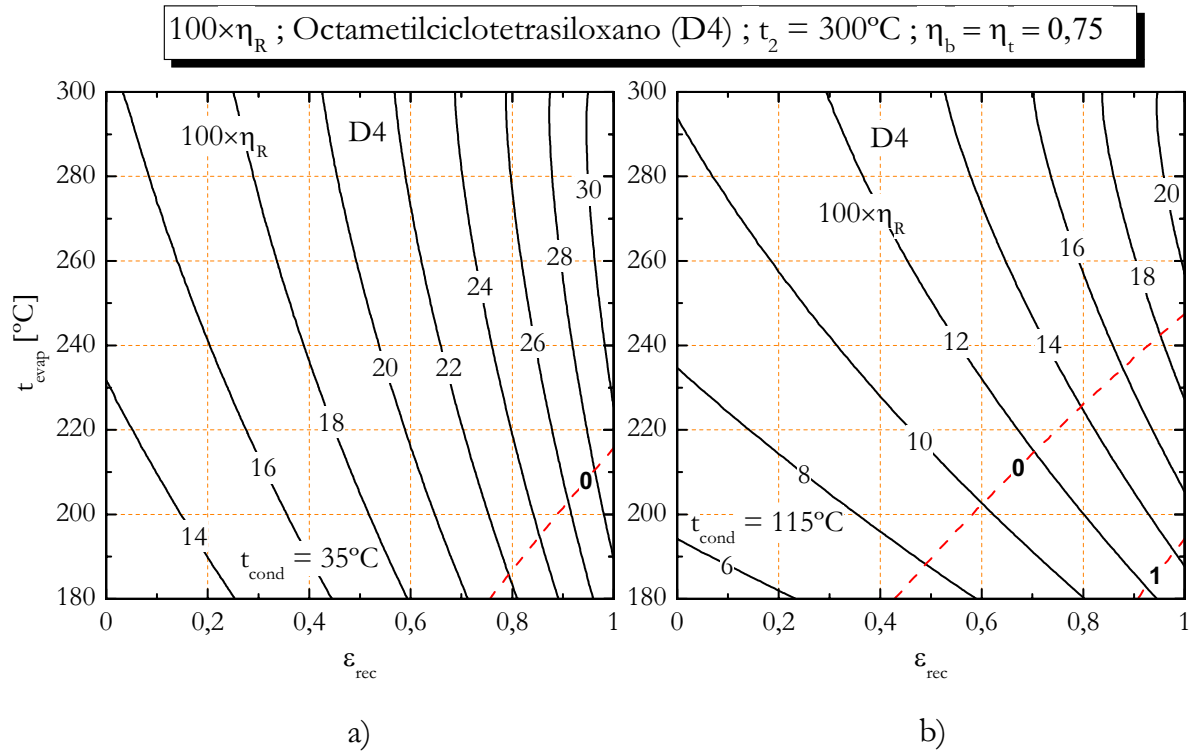


Figura 4-12. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con D4 como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0,75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran las isólineas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$.

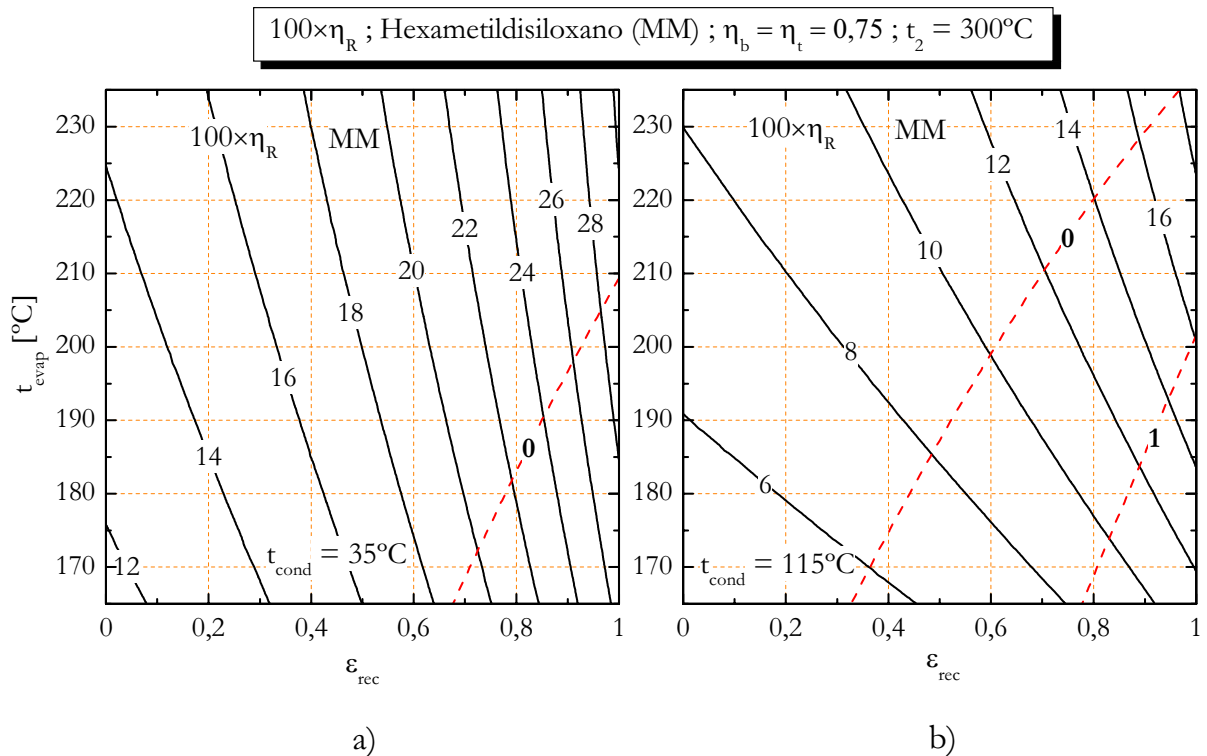


Figura 4-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con MM como fluido de trabajo en función de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) y de la temperatura de evaporación (t_{evap}) con $\eta_b = \eta_t = 0,75$ y $t_2 = 300^\circ\text{C}$ para a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se muestran las isólineas correspondientes a $x_y = 0$ y $x_y = 1$.

En ese caso, y para una temperatura de condensación de 115°C, sería posible obtener un estado de la corriente fría a la salida del recuperador (estado **y**) de líquido saturado si el recuperador que se utilizase tuviese una eficiencia del 0.97. Para que esa misma situación se produjese con $\epsilon_{rec} = 0.8$ se tendría que reducir la temperatura de evaporación y situarse entre 183°C y 220°C cuando t_{cond} se sitúe entre 35°C y 115°C.

Para $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$ la dependencia con t_2 hasta 300°C se puede observar en la sección 4.1.1 correspondiente al CCP LS-3. Por tanto, para $235^\circ\text{C} \leq t_2 \leq 300^\circ\text{C}$ η_R siempre decrece/crece cuando $\epsilon_{rec} = 0/\epsilon_{rec} = 0.8$. De acuerdo con el razonamiento anterior, en la Tabla 4-12 se dan los mayores valores de η_R alcanzables con el MM con la limitación de $t_2 \leq 300^\circ\text{C}$ impuesta por el CCP IND300.

Tabla 4-12. Temperatura de evaporación y de sobrecalentamiento que hacen máximo el rendimiento térmico del ciclo Rankine con MM. En la tabla se da $t_{evap} (^\circ\text{C})/\eta_R (\%)$.

MM	$t_{cond} = 35^\circ\text{C}$		$t_{cond} = 115^\circ\text{C}$	
	$t_2 = 235^\circ\text{C}$ $\epsilon_{rec} = 0$	$t_2 = 300^\circ\text{C}$ $\epsilon_{rec} = 0.8$	$t_2 = 235^\circ\text{C}$ $\epsilon_{rec} = 0$	$t_2 = 300^\circ\text{C}$ $\epsilon_{rec} = 0.8$
$\eta_b = \eta_t = 1$	235°C/20.76%	235°C/31.35%	235°C/12.72%	235°C/19.65%
$\eta_b = \eta_t = 0.75$	235°C/15.35%	235°C/24.81%	235°C/9.19%	235°C/14.93%

4.2.2 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de tolueno en un sistema de 100 kW

En la Figura 4-14a se ha representado el rendimiento total del sistema con GDV y el CCP IND300 en función de la temperatura de evaporación y de la eficiencia del recuperador. Como se observa, el comportamiento cualitativo mostrado por el rendimiento térmico del ciclo Rankine en la sección anterior se traslada al rendimiento total, modificándose los valores de la temperatura de evaporación en los que se encuentra el máximo de η . Además, el comportamiento mostrado en la Figura 4-14a para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ también se encuentra para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$.

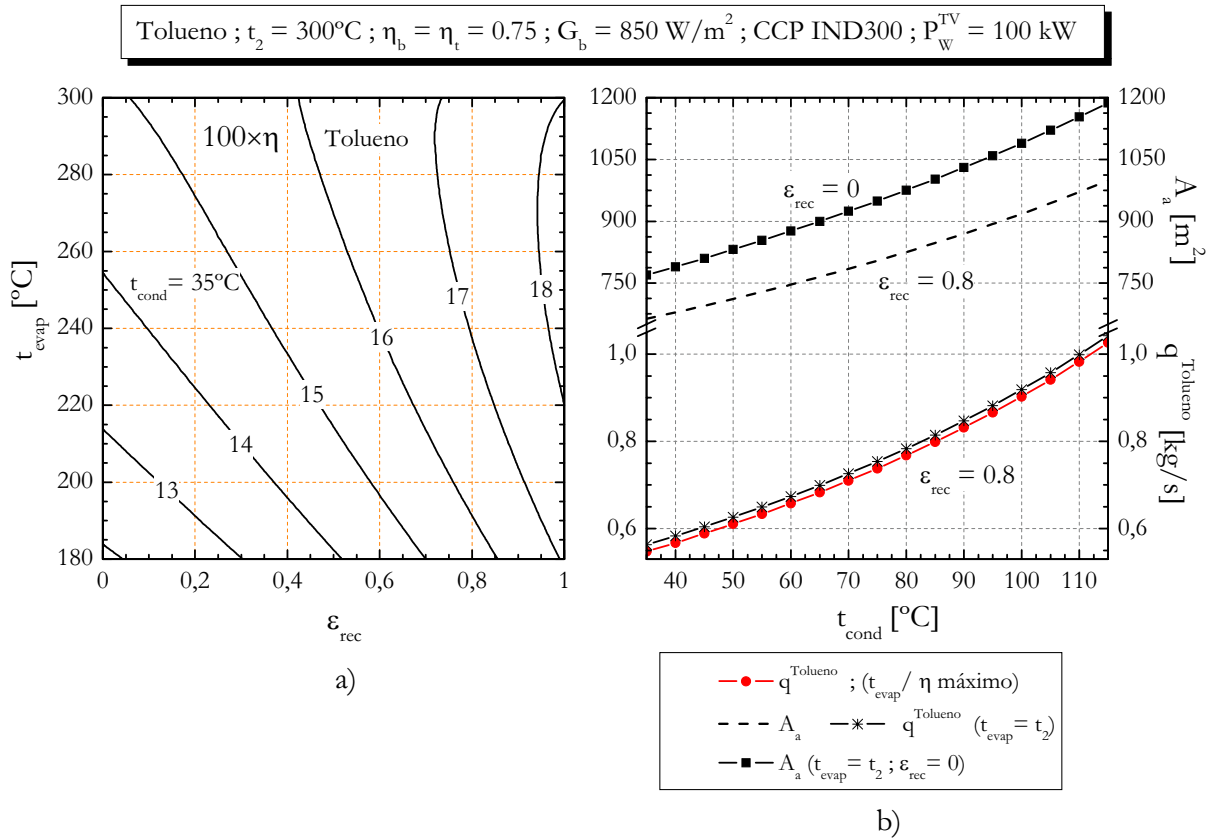


Figura 4-14. a) Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) superficie de apertura y caudal másico en función de la temperatura de condensación para $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_W^{TV} = 100 \text{ kW}$.

Por otra parte, en la Figura 4-14b se analiza el comportamiento de la superficie de apertura y del caudal másico necesario en el sistema de 100 kW. En el caso de la superficie de apertura la representación se realiza para el ciclo sin etapa de sobrecalentamiento, tanto sin recuperación como con recuperación. La curva correspondiente al ciclo con un valor de t_{evap} que hace máximo η no se ha representado debido a que la curva de A_a es prácticamente idéntica al caso que si se ha representado. En el caso del caudal másico, la diferencia también es muy pequeña – inferior al 3% –, aunque en este caso si se han representado las dos curvas. Además, la curva para q^{Tolueno} en el caso sin sobrecalentamiento es la misma tanto con recuperación como sin ella. Los dos resultados anteriores sugieren la posibilidad de operar a temperaturas de evaporación inferiores a 300°C siendo necesaria una misma superficie de apertura para dar lugar a la misma potencia mecánica con menores presiones de calentamiento en el interior de los tubos absorbedores del CCP IND300.

El incremento en A_a debido a una condensación en el ciclo realizada a una mayor temperatura se encuentra entre un 54.3% y un 50.7% en el ciclo sin recuperación y con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ respectivamente cuando t_{cond} pasa de 35°C a 115°C . El mero hecho de incluir el proceso de recuperación supone una reducción de A_a entre un 13.8% y un 15.8% a igualdad de temperaturas de condensación en el ciclo

En la Tabla 4-13 se caracteriza de forma completa, tanto con recuperación como sin ella, el sistema con una temperatura máxima del vapor a la salida del captador de 300°C, ya sea sobrecalentado como saturado seco. Las presiones de saturación asociadas a las temperaturas de evaporación que aparecen en dicha tabla son 2658 kPa, 2970 kPa y 3275.7 kPa para 283.7°C, 292.3°C y 300°C respectivamente.

Tabla 4-13. Caracterización del sistema de GDV con tolueno como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan los datos para el ciclo sin recuperación y $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$.

Tolueno	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$			$t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$		
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	300 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	283.7	300	300 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	292.3	300
$t_3 [^\circ\text{C}]$	149.2	168.1	149.2	199.5	210.6	199.5
$t_x [^\circ\text{C}]$	149.2	66.6	62.0	199.5	136.8	134.4
$t_y [^\circ\text{C}]$	36.5	116.4	104.2	116.7	175.5	168.5
$100 \times \eta_R$	23.37	28.60	28.16	15.40	19.12	18.92
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	63.56	60.59	61.18	60.71	58.41	58.70
$100 \times \eta$	14.85	17.33	17.23	9.35	11.17	11.11
$q^{\text{Tolueno}} [\text{kg/s}]$	0.563	0.547	0.563	1.042	1.026	1.042
$(\text{Re}/10^4)^*$	17.04	20.95	21.88	42.35	50.19	51.11
$A_a [\text{m}^2]$	769.2	663.5	663.2	1187.1	1000.5	999.2

*Calculado suponiendo un diámetro interno del tubo absorbedor de 0.02 m.

4.2.3 Rendimiento total, superficie de apertura necesaria y caudal másico de D4 y MM en un sistema de 100 kW

En el caso del CCP IND300, como ya se ha dicho se considera que la máxima temperatura alcanzable por el fluido a la salida del captador es de 300°C. En ese caso, cuando se utiliza el D4 como fluido de trabajo el valor máximo del rendimiento del ciclo de potencia solar, tanto sin recuperación como con un recuperador de eficiencia 0.8, se obtiene para el ciclo sin sobrecalentamiento y una temperatura de evaporación de 300°C. Es decir, el máximo rendimiento se obtiene con el ciclo con vapor saturado seco a la salida del tubo absorbedor.

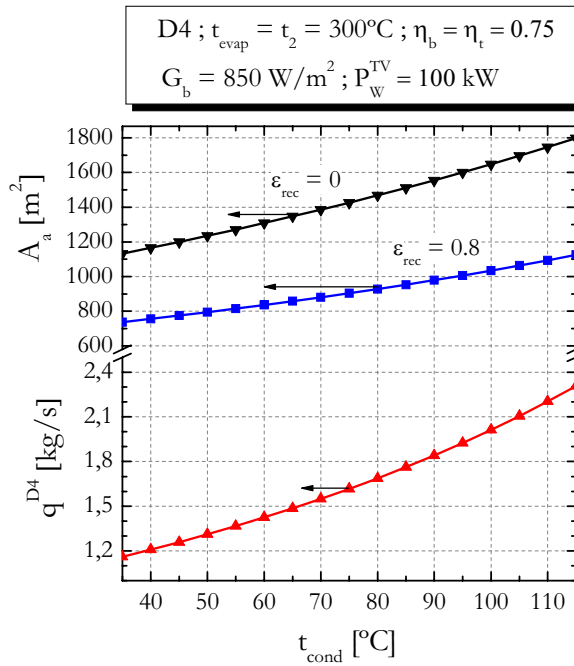


Figura 4-15. Caudal másico de D4 y superficie de apertura necesaria en función de la temperatura de condensación para $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$.

Este comportamiento se encuentra para temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C . Para valores de ϵ_{rec} superiores a 0.95 se puede encontrar un ciclo de rendimiento mayor que el anterior manteniendo la temperatura final de sobrecalentamiento en 300°C y evaporando a una temperatura ligeramente inferior. Por tanto, se trataría de un comportamiento similar al mostrado en la Figura 4-14a para el tolueno. En la Figura 4-15 se ha representado la superficie de apertura y el caudal másico de D4 necesario tanto en el ciclo sin recuperación como con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. En ambos casos el estado inicial y final del vapor tras la expansión en la turbina son los mismos por lo que aparece una única curva de caudal másico en la gráfica. La importancia del proceso de recuperación

queda patente en la reducción en la superficie de apertura necesaria cuando $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ respecto al ciclo sin recuperación. Dicha reducción oscila entre un 34.9% y un 37.4% en el intervalo de temperaturas de condensación de $35^\circ\text{C} - 115^\circ\text{C}$.

En la Tabla 4-14 se dan los valores numéricos de los parámetros con los que se caracteriza el sistema de GDV con el CCP IND300 y D4 como fluido de trabajo.

Tabla 4-14. Caracterización del sistema de GDV con D4 como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_{\text{evap}} = t_2 = 300^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{\text{TV}} = 100 \text{ kW}$.

D4 $t_2 = t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$		$t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$	
	$\epsilon_{\text{rec}} = 0$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$
t_3 [$^\circ\text{C}$]	227.8	227.8	253.7	253.7
t_x [$^\circ\text{C}$]	227.8	80.3	253.7	145.8
t_y [$^\circ\text{C}$]	35.5	165.2	115.7	209.8
$100 \times \eta_R$	15.74	26.25	10.17	17.40
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	64.84	59.73	61.82	57.73
$100 \times \eta$	10.21	15.68	6.29	10.04
q^{D4} [kg/s]	1.160	1.160	2.308	2.308
A_a [m^2]	1131.7	736.7	1797.9	1125.2

En esta tabla es fácil apreciar como el incremento en el rendimiento térmico del ciclo debido al uso de la recuperación compensa el descenso en el rendimiento del CCP debido a la operación del mismo a una mayor temperatura promedio de forma que finalmente el rendimiento total se incrementa. Por último, la variación en la temperatura de condensación de 35°C a 115°C supone que el caudal másico prácticamente se duplique de un caso a otro.

Para el hexametildisiloxano (MM), fijando la temperatura de evaporación en 235°C, al incluir el sobrecalentamiento hasta 300°C se observa un comportamiento del rendimiento del ciclo de potencia solar similar al observado con el D4 y el propio MM con el CCP LS-3. Esto se puede observar en la Figura 4-16a, donde en el ciclo con recuperación existe un valor de la temperatura de sobrecalentamiento inferior a los 300°C que hace máximo a η si bien la dependencia con t_2 es muy pequeña.

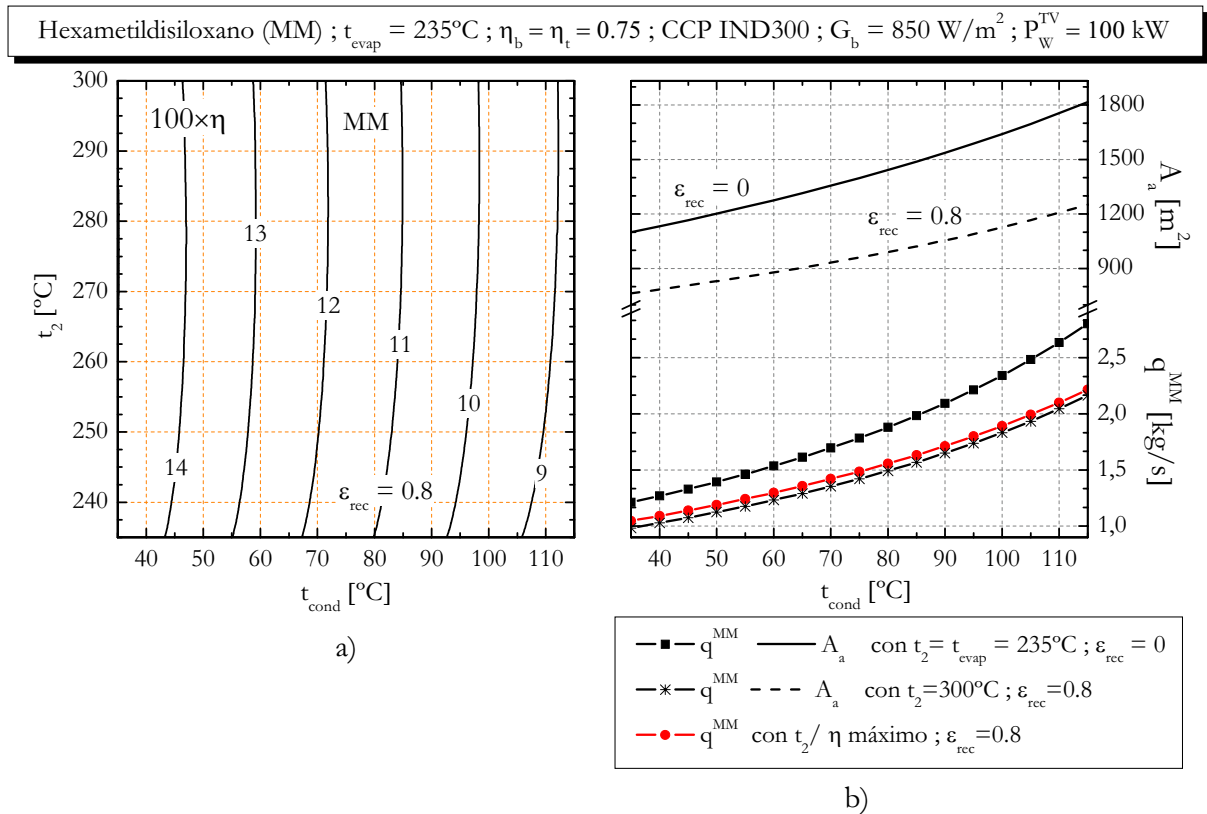


Figura 4-16. a) Rendimiento del ciclo solar con MM como fluido de trabajo y el CCP IND300 en función de t_{cond} y de t_2 y b) superficie de apertura y caudal másico de fluido en función de la temperatura de condensación con varios valores de t_2 .

En la Figura 4-16b se ha representado A_a en función de la temperatura de condensación para el ciclo con vapor saturado y sin recuperación y para el ciclo con sobrecalentamiento hasta 300°C y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. La curva correspondiente al caso con sobrecalentamiento hasta un valor de t_2 que maximice η no se ha representado pues prácticamente coincide con la correspondiente a $t_2 = 300^\circ\text{C}$. La reducción en A_a cuando

se introduce la recuperación se sitúa en torno al 30% en el intervalo de t_{cond} de 35°C a 115°C. También se observa que q^{MM} es menor en el caso con recuperación, creciendo la diferencia respecto al caso sin recuperación cuando la temperatura de condensación crece.

En la Tabla 4-15 se dan los valores numéricos de los parámetros con los que se caracteriza el sistema de GDV con el CCP IND300 y MM como fluido de trabajo.

Tabla 4-15. Caracterización del sistema de GDV con MM como fluido de trabajo y el CCP IND300 para $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{\text{TV}} = 100 \text{ kW}$.

MM $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$			$t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$		
	$\epsilon_{\text{rec}} = 0$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$		$\epsilon_{\text{rec}} = 0$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$	
t_2 [°C]	235.0	276.0	300.0	235.0	292.0	300.0
t_3 [°C]	161.6	213.5	239.1	188.4	258.4	266.9
t_x [°C]	161.6	75.7	82.0	188.4	146.4	148.3
t_y [°C]	35.8	155.5	173.5	116.1	212.2	217.8
$100 \times \eta_R$	15.35	24.30	24.81	9.19	14.81	14.93
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	67.21	61.79	60.28	64.59	59.40	58.90
$100 \times \eta$	10.32	15.01	14.96	5.94	8.80	8.79
q^{MM} [kg/s]	1.212	1.045	0.984	2.805	2.214	2.165
A_a [m ²]	1100.2	759.7	764.1	1816.1	1248.9	1251.7

4.2.4 Resumen de resultados

Para una temperatura máxima del vapor en el ciclo Rankine de 300°C, relacionada con la utilización del CCP IND300 se tiene:

1. En el ciclo sin etapa de recuperación el máximo rendimiento térmico del ciclo Rankine se obtiene sin sobrecalentamiento del vapor, esto es, con $t_{\text{evap}} = t_2 = 300^\circ\text{C}$ en el caso del tolueno y del D4 y con $t_{\text{evap}} = t_2 = 235^\circ\text{C}$ en el caso del MM. Para temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C el rendimiento térmico del ciclo ideal en ese caso oscila entre el 31.5% y el 21% con tolueno, entre el 21.2% y el 13.8% con D4 y entre el 20.8% y el 12.7% con MM.
2. En el ciclo con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) el máximo valor del rendimiento térmico del ciclo real con tolueno se obtiene evaporando a unas temperaturas entre 281°C y 291°C y sobrecalentando hasta los 300°C cuando la temperatura de condensación oscila entre 35°C y 115°C. En ese intervalo de temperaturas de condensación el efecto de la recuperación supone un aumento del rendimiento térmico en torno a un 22%-24%. La situación es similar en el caso del D4, con el que habría que evaporar a temperaturas mayores que 297°C por lo que se puede decir que tanto con recuperación como sin ella

el ciclo de mejor rendimiento térmico proporciona con este fluido es el ciclo con vapor saturado. En este caso el efecto de la recuperación sobre el rendimiento térmico es mucho mayor que en el caso del tolueno, situándose el incremento en el ciclo real en torno al 66.8% y el 71%.

3. En relación al MM, puesto que la máxima temperatura alcanzable (300°C) es superior a la máxima temperatura de evaporación considerada (235°C), en este caso si que es necesario combinar recuperación y sobrecalentamiento para mejorar el rendimiento térmico del ciclo. En el ciclo real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) sobrecalentando hasta 300°C, el aumento respecto al ciclo con vapor saturado sin recuperación se encuentra en torno al 62% en el intervalo de temperaturas de condensación de 35°C-115°C.

En un ciclo de potencia solar que genera 100 kW de potencia mecánica en una configuración GDV con el CCP IND300 se tiene:

1. En el caso del tolueno el comportamiento observado en el rendimiento térmico se traslada al rendimiento total. Por tanto, el ciclo sin etapa de recuperación que mejor rendimiento proporciona es el ciclo con vapor saturado. Para una temperatura máxima del vapor en el ciclo con recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) de 300°C, evaporar a 300°C o a la temperatura que maximiza el rendimiento total supone una variación despreciable en la superficie de apertura necesaria. Sin embargo, respecto a la presión de calentamiento, ésta puede reducirse desde 3.27 MPa hasta 2.66 MPa – 2.97 MPa en el intervalo de temperaturas de condensación de 35°C-115°C respectivamente. La reducción en la superficie de apertura a consecuencia únicamente de la recuperación se encuentra entre un 13.7% y un 15.7% en el intervalo de temperaturas de condensación de 35°C-115°C. La superficie de apertura necesaria pasa de unos 663 m² a unos 1000 m² cuando la temperatura de condensación pasa de 35°C a 115°C.
2. En el caso del D4 tanto sin recuperación como con ella ($\epsilon_{rec} = 0.8$) el ciclo de potencia solar de mayor rendimiento es el ciclo con vapor saturado ($t_{evap} = t_2 = 300^\circ\text{C}$). La superficie de apertura oscila entre 1130 m² y 1798 m² en el ciclo sin recuperación y entre 736 m² y 1125 m² en el ciclo con recuperación para el intervalo de temperaturas de condensación de 35°C-115°C. Por tanto, la reducción debido a la recuperación se encuentra entre un 35% y un 37%.
3. En el caso del MM no es necesario alcanzar los 300°C de sobrecalentamiento para minimizar la superficie de apertura necesaria en el ciclo con recuperación. En el caso sin recuperación la mejor opción es el ciclo con vapor saturado, obteniéndose superficies de apertura entre 1100 m² y 1815 m². Con recuperación se necesitan entre aproximadamente 760 m² y 1250 m². La reducción debida a la recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) se encuentra en torno al 31% mientras que el aumento debido a la temperatura de condensación de 35°C a 115°C se encuentra en torno al 65%.

5 Ciclo Rankine orgánico solar con fluido de transferencia de calor

5.1 Rendimiento del motor térmico solar implementado con tecnología HTF

Considérese el motor térmico solar en una configuración de fluido de transferencia de calor (tecnología HTF) cuyo esquema básico se ha representado en la Figura 5-1. A diferencia de la configuración GDV, el cálculo del rendimiento del sistema total requiere tener en cuenta la potencia consumida por la bomba de circulación del campo solar.

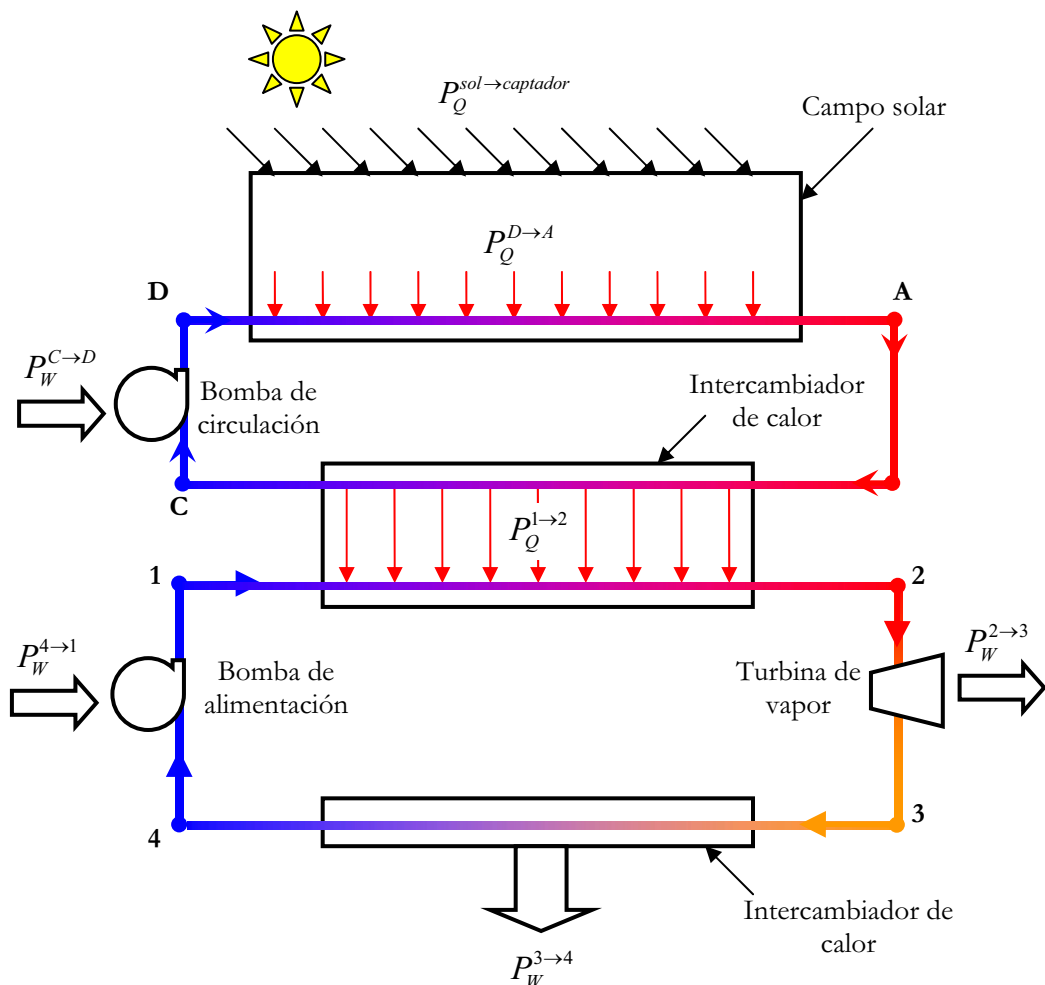


Figura 5-1. Esquema básico del proceso con fluido de transferencia de calor (HTF)

El objetivo de esta bomba es doble: por un lado, mantener el fluido de trabajo a una presión superior a la de saturación asociada a la máxima temperatura alcanzable por el mismo en el captador y evitar así la evaporación en el interior de los tubos absorbedores y por otro, vencer las pérdidas de carga del fluido en su circulación por el campo solar, el intercambiador de calor y las conducciones que conectan ambos equipos.

A continuación se deduce la expresión para estimar el rendimiento total del sistema de la Figura 5-1, en el que se ha supuesto un ciclo Rankine sin proceso de recuperación y no se van a tener en cuenta las pérdidas de carga por fricción ni las pérdidas térmicas. Dicho rendimiento viene dado por la ec. 5-1, en la que se toman los valores absolutos de cada intercambio de energía:

$$\eta = \frac{|P_W^{2 \rightarrow 3}| - |P_W^{4 \rightarrow 1}| - |P_W^{C \rightarrow D}|}{|P^{sol \rightarrow captador}|}$$

ec. 5-1

siendo $|P_W^{2 \rightarrow 3}|$ la potencia desarrollada por la turbina, $|P_W^{4 \rightarrow 1}|$ y $|P_W^{C \rightarrow D}|$ las potencias consumidas por la bombas de alimentación del ciclo Rankine y de circulación del campo solar respectivamente y $|P^{sol \rightarrow captador}|$ la energía por unidad de tiempo que llega a la superficie total de apertura del campo solar. Por otra parte, el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) y el rendimiento del captador solar térmico (η_{CST}) en la Figura 5-1 se expresan mediante la ec. 5-2 y la ec. 5-3 respectivamente:

$$\eta_R = \frac{|P_W^{2 \rightarrow 3}| - |P_W^{4 \rightarrow 1}|}{|P_Q^{1 \rightarrow 2}|}$$

ec. 5-2

$$\eta_{CST} = \frac{|P_Q^{D \rightarrow A}|}{|P^{sol \rightarrow captador}|}$$

ec. 5-3

Con las dos expresiones anteriores es posible reescribir la ec. 5-1 en la forma

$$\eta = \eta_{CST} \left(\frac{|P_W^{2 \rightarrow 3}| - |P_W^{4 \rightarrow 1}| - |P_W^{C \rightarrow D}|}{|P_Q^{D \rightarrow A}|} \right) = \eta_{CST} \cdot \left(\frac{\eta_R \cdot |P_Q^{1 \rightarrow 2}| - |P_W^{C \rightarrow D}|}{|P_Q^{D \rightarrow A}|} \right)$$

ec. 5-4

Si en la Figura 5-1 se eliminase el circuito del fluido de transferencia de calor se tendría que $P_W^{C \rightarrow D} = 0$ y $|P_Q^{D \rightarrow A}| = |P_Q^{1 \rightarrow 2}|$ con lo que la expresión anterior se reduce a la correspondiente al rendimiento total de un sistema de GDV ($\eta_R \times \eta_{CST}$).

Si el fluido de transferencia de calor (FTC) no experimenta cambio de fase en su circulación por el interior de los tubos absorbedores del captador solar, la temperatura promedio de calentamiento que se debe conocer para calcular el rendimiento del captador solar térmico, dado un valor de la irradiancia solar directa, es simplemente la media aritmética de la temperatura del fluido a la entrada y a la salida del captador:

$$\bar{T}_{cal} = \frac{T_D + T_A}{2}$$

ec. 5-5

Si se desprecia la variación de temperatura del fluido de transferencia de calor en el proceso de compresión en la bomba de circulación del campo solar y se supone que la temperatura del mismo a la entrada del intercambiador de calor es la misma que a la salida del campo solar se puede aproximar la temperatura promedio de calentamiento como se indica en la ec. 5-6:

$$\bar{T}_{cal} = \frac{T_D + T_A}{2} \cong \frac{T_C + T_A}{2}$$

ec. 5-6

El cálculo de la temperatura final de enfriamiento del fluido de transferencia de calor se realizará mediante el método pinch, tecnología pinch o análisis pinch [Cheresources.com]. Para ello, considérese el proceso $1 \rightarrow 2$ de calentamiento del fluido de trabajo en el ciclo Rankine con vapor sobrecalentado y considérese también el proceso $A \rightarrow C$ de enfriamiento simultáneo al anterior del fluido de transferencia de calor proveniente del campo solar. Estos dos procesos se han representado en la Figura 5-2 en un diagrama temperatura – calor transferido por unidad de tiempo, T - P_Q, y a las curvas representadas en dicho esquema se les denomina *curvas compuestas combinadas*.

El cálculo de la temperatura del fluido de transferencia de calor tras el proceso de enfriamiento se realiza mediante el planteamiento de los balances energéticos correspondientes si se conoce la temperatura de inicio de calentamiento (T_i) y de evaporación (T_{evap}) del fluido en el ciclo Rankine, la temperatura del fluido de transferencia de calor a la salida del captador solar térmico (T_A) y la diferencia mínima de temperatura entre los flujos de ambos fluidos en el proceso de intercambio de calor

$(\Delta t_{\min})^1$. En la práctica, la diferencia de temperaturas entre los puntos A y 2 es algo mayor que Δt_{\min} . Sin embargo, por simplicidad se realizará el cálculo siguiendo el esquema dado en la Figura 5-2.

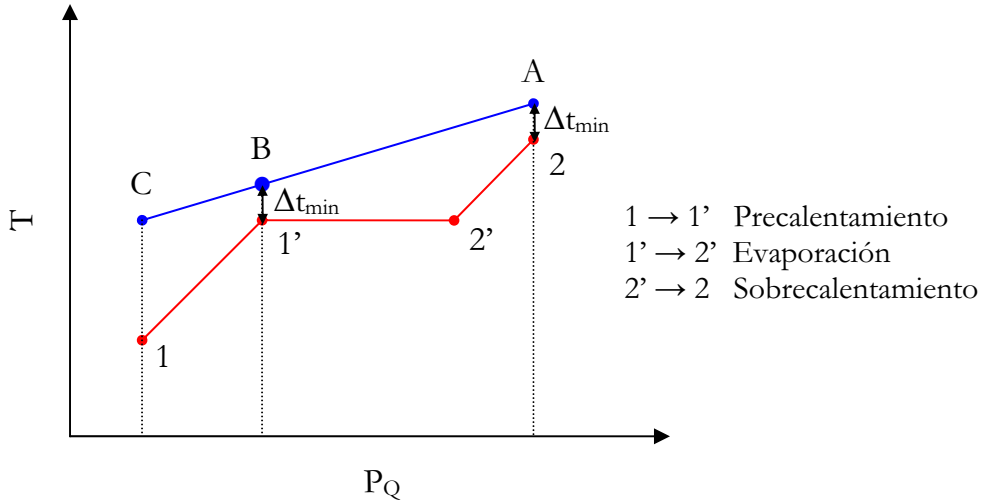


Figura 5-2. Curvas compuestas combinadas en el diagrama T – P_Q del proceso de intercambio de calor en el sistema HTF de la Figura 5-1.

El intercambio de calor en los procesos A → B y 1' → 2 entre el fluido de transferencia de calor (FTC) y el fluido de trabajo del ciclo Rankine satisface la ec. 5-7:

$$P_Q^{A \rightarrow B} = -P_Q^{1' \rightarrow 2} \Rightarrow q^{FTC} \cdot \Delta h_{A \rightarrow B}^{FTC} = -q \cdot \Delta h_{1' \rightarrow 2} \quad \text{ec. 5-7}$$

por lo que es posible determinar el cociente de caudales másicos de ambos fluidos si se dispone de las funciones termodinámicas necesarias para el cálculo de las variaciones de entalpía de la ec. 5-7 ya que $T_B = (T_{\text{evap}} + \Delta t_{\min})$ y $T_2 = T_A - \Delta t_{\min}$ son valores conocidos.

Por otra parte, el intercambio de calor en los procesos B → C y 1 → 1' satisface

$$P_Q^{B \rightarrow C} = -P_Q^{1 \rightarrow 1'} \Rightarrow q^{FTC} \cdot \Delta h_{B \rightarrow C}^{FTC} = -q \cdot \Delta h_{1 \rightarrow 1'} \quad \text{ec. 5-8}$$

de donde es posible determinar $\Delta h_{B \rightarrow C}^{FTC}$ dado que el cociente de caudales másicos ha sido calculado mediante la ec. 5-7 y que T_1 es conocida. Finalmente es posible calcular el valor de la temperatura del fluido de transferencia de calor tras el proceso de enfriamiento, T_C , mediante la resolución de la ecuación ec. 5-9 si se desprecia la

¹ El punto en el que se alcanza esta diferencia de temperatura recibe el nombre de punto de contacto, punto de división o punto pinch (en inglés, *pinch point*).

dependencia de la capacidad térmica isóbara del fluido de transferencia de calor con la presión.

$$\Delta h_{B \rightarrow C}^{FTC} - \int_{T_B}^{T_C} c_p^{FTC}(T) dT = 0$$

ec. 5-9

Conocida la temperatura promedio de calentamiento es posible calcular el rendimiento del captador solar que aparece en la ec. 5-4. Ésta última ecuación puede ser expresada en función de los caudales másicos y de las diferencias de entalpía del fluido de transferencia de calor y del fluido de trabajo del ciclo Rankine tal como se da en la ec. 5-10:

$$\eta = \eta_{CST} \left(\frac{\eta_R \cdot q \cdot |\Delta h^{1 \rightarrow 2}| - q^{FTC} \cdot |\Delta h_{C \rightarrow D}^{FTC}|}{q^{FTC} \cdot |\Delta h_{D \rightarrow A}^{FTC}|} \right)$$

ec. 5-10

Por otra parte, realizando para el proceso total de intercambio de calor un planteamiento análogo al de la ec. 5-7 y al de la ec. 5-8 se tiene la ec. 5-11.

$$P_Q^{A \rightarrow C} = -P_Q^{1 \rightarrow 2} \Rightarrow q^{FTC} \cdot \Delta h_{A \rightarrow C}^{FTC} = -q \cdot \Delta h_{1 \rightarrow 2} \Rightarrow q^{FTC} \cdot |\Delta h_{A \rightarrow C}^{FTC}| = q \cdot |\Delta h_{1 \rightarrow 2}|$$

ec. 5-11

Sustituyendo ésta última expresión en la ec. 5-10 el rendimiento total del motor térmico solar de la Figura 5-1 en régimen estacionario se puede estimar mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \eta_{CST} \left(\frac{\eta_R \cdot |\Delta h_{A \rightarrow C}^{FTC}| - |\Delta h_{C \rightarrow D}^{FTC}|}{|\Delta h_{D \rightarrow A}^{FTC}|} \right)$$

ec. 5-12

Una expresión alternativa a la ec. 5-12 se puede obtener si se considera que la potencia consumida por la bomba de circulación del campo es pequeña en comparación con la potencia térmica recibida por el fluido de transferencia de calor en su calentamiento en el campo solar. En ese caso es posible utilizar la siguiente aproximación

$$\left|P_Q^{D \rightarrow A}\right| \cong \left|P_Q^{A \rightarrow C}\right| = \left|P_Q^{1 \rightarrow 2}\right|$$

ec. 5-13

con lo que el rendimiento total (ec. 5-4) queda en la forma:

$$\eta \cong \eta_{CST} \cdot \left(\frac{\left|P_W^{2 \rightarrow 3}\right| - \left|P_W^{4 \rightarrow 1}\right|}{\left|P_Q^{1 \rightarrow 2}\right|} - \frac{\left|P_W^{C \rightarrow D}\right|}{\left|P_Q^{A \rightarrow C}\right|} \right) = \eta_{CST} \cdot \left(\eta_R - \frac{\left|P_W^{C \rightarrow D}\right|}{\left|P_Q^{A \rightarrow C}\right|} \right)$$

ec. 5-14

En régimen estacionario el caudal másico de fluido de transferencia de calor se mantiene constante por lo que la ec. 5-14 se puede expresar en términos de las variaciones de entalpía de dicho fluido:

$$\eta \cong \eta_{CST} \cdot \left(\eta_R - \frac{\left|\Delta h^{C \rightarrow D}\right|}{\left|\Delta h^{A \rightarrow C}\right|} \right)$$

ec. 5-15

En relación a las expresiones de la ec. 5-12 y de la ec. 5-14, ambas son formalmente idénticas a las que se obtendrían si se incluyera una etapa de recuperación en el ciclo Rankine. En ese caso, el valor de η_R que se tendría que utilizar es el del ciclo con recuperación y el comienzo del proceso de calentamiento en el intercambiador de calor tendría lugar en el estado y del ciclo Rankine (Figura 3-1, p. 171).

5.2 Configuración HTF con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo Rankine y Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor en el CCP LS-3

En esta sección se analiza la configuración HTF con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo Rankine y Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor circulando por el tubo absorbedor del CCP LS-3. En este caso no es necesario considerar que el captador incorpora los tubos absorbedores DISS dado que no se trata de un proceso de GDV, que es la configuración para la que se han desarrollado dichos tubos. Por lo tanto, se considera en esta sección que el CCP LS-3 utiliza el tubo absorbedor original concebido para su operación con aceite térmico. Como ya se citó en la sección 2.1 del capítulo 2 dicho tubo absorbedor tiene el mismo coeficiente global de pérdidas térmicas y el mismo diámetro exterior por lo que se sigue disponiendo del rendimiento

del CCP en términos de la diferencia entre la temperatura del tubo absorbedor y la del ambiente. Al igual que se procedió al analizar el proceso de GDV con este mismo CCP, en este caso se debe analizar el valor del factor de eficiencia del captador F' , puesto que al modificarse el material del que está compuesto el tubo absorbedor y su diámetro interno dicho factor no es el mismo que en el caso de los tubos absorbedores DISS. Recordemos que dicho factor se definía, en el caso de un absorbedor cilíndrico, mediante la ec. 5-16:

$$F' = \frac{U_0}{U_L}$$

ec. 5-16

donde:

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2 \cdot k} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \right]^{-1}$$

ec. 5-17

es el coeficiente de pérdidas térmicas desde el fluido al ambiente y U_L es el coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor al ambiente. Veamos cuál es el efecto sobre el factor de eficiencia del captador de un mayor diámetro interior del tubo y una menor conductividad térmica del material base del tubo absorbedor. Para ello se parte del cociente entre el F' del tubo absorbedor original del CCP LS-3 y el F' correspondiente al tubo absorbedor DISS:

$$\frac{(F')_{original}}{(F')_{DISS}} = \frac{(U_0)_{original}}{(U_0)_{DISS}} = \frac{\left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot \frac{d_e}{(d_i)_{DISS}} + \frac{d_e}{2 \cdot k_{DISS}} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{(d_i)_{DISS}}\right) \right]}{\left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot \frac{d_e}{(d_i)_{original}} + \frac{d_e}{2 \cdot k_{original}} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{(d_i)_{original}}\right) \right]}$$

ec. 5-18

El tubo absorbedor original del CCP LS-3 está fabricado en acero inoxidable 321H con un diámetro interno/externo de 0.0655/0.07 m [Zarza, 2001, p. 108] mientras que la conductividad térmica de dicho acero oscila entre 15 W/m·K y 20 W/m·K [Zarza, 2003, p. 3/32]. Con los datos anteriores (tomando el valor de 18 W/m·K para la conductividad térmica del material del tubo) se puede expresar el cociente anterior en términos del coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor y del coeficiente superficial de transferencia de calor:

$$\frac{(F')_{original}}{(F')_{DISS}} = \frac{(U_0)_{original}}{(U_0)_{DISS}} = \frac{\left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot 1.4 + 3.1 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{m^2 \cdot K}{W} \right) \right]}{\left[\frac{1}{U_L} + \frac{1}{h_c} \cdot 1.069 + 1.55 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{m^2 \cdot K}{W} \right) \right]}$$

ec. 5-19

De la expresión anterior se deduce que para un mismo valor de la temperatura del absorbedor, de la temperatura ambiente y del coeficiente superficial de transferencia de calor, el factor de eficiencia del captador CCP LS-3 con el tubo absorbedor original es mayor que el del CCP LS-3 con los tubos absorbedores DISS. Para $h_c > 320 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y $h_c > 675 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ el factor de eficiencia del captador con el tubo absorbedor original se encuentra por encima del 0.98 y 0.99 respectivamente para temperaturas del absorbedor menores que 400°C .

A continuación es necesario estimar los coeficientes superficiales de transferencia de calor del Syltherm 800 circulando por el interior del tubo absorbedor. La elección de este

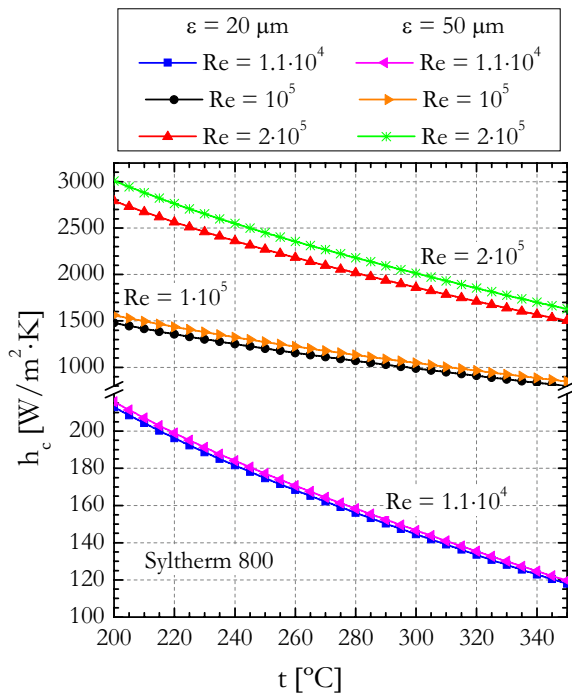


Figura 5-3. Coeficiente superficial de transferencia de calor del Syltherm 800 en función de la temperatura para diferentes valores de la rugosidad y número de Reynolds.

aceite térmico se debe, principalmente, a que su intervalo de temperaturas de trabajo recomendado se extiende hasta los 400°C y a que su punto de congelación se encuentra en -40°C . La presión de equilibrio líquido – vapor se sitúa en 1373 kPa a una temperatura de 400°C [Loiktis Technologies, Inc]. Para la estimación de h_c se utilizará la correlación de Petukov y el proceso de cálculo es el mismo que el llevado a cabo en la sección 2.4.1 del capítulo 2. En el Anexo A se dan las correlaciones para la conductividad térmica, la viscosidad dinámica, la capacidad térmica isóbara y la densidad del Syltherm800 en función de la temperatura obtenidas del

ajuste de los datos proporcionados por el fabricante [Loiktis Technologies, 2005]. En la Figura 5-3 se da la representación del coeficiente superficial de transferencia de calor en función de la temperatura para diferentes valores del número de Reynolds y para una rugosidad de la pared interna del tubo de 20 micras y 50 micras. Entre estos dos valores se suele encontrar dicho parámetro en los tubos de acero normalmente utilizados

en los CCP y como se observa su influencia no es importante sobre h_c . Por otra parte, para $Re > 80000$ el coeficiente superficial de transferencia de calor se encuentra por encima de $675 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y para $Re > 35000$ por encima de $320 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ cuando la temperatura promedio del aceite se sitúa por debajo de los 350°C . Quiere lo anterior decir que para números de Reynolds mayores que 35000 el error que se cometería al despreciar el valor del factor de eficiencia del captador sería inferior al 2%. En el caso de poder despreciar F' el rendimiento del CCP y por ende, el rendimiento total no dependería del caudal másico de fluido que circula por el interior del tubo absorbedor. Por precisión, esta aproximación no se hará en el caso del Syltherm 800.

5.2.1 Resultados para el tolueno

En la Figura 5-4 se ha representado conjuntamente, y en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno en el ciclo Rankine y de la eficiencia del recuperador, el rendimiento total y la diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador tras el proceso de intercambio de calor con el tolueno. Las representaciones de la Figura 5-4 corresponden a una potencia desarrollada por la turbina de vapor de 100 kW con un rendimiento isoentrópico de la misma y de la bomba de alimentación del ciclo Rankine de 0.75 , una temperatura de evaporación en el ciclo de 300°C , una irradiancia solar directa de 850 W/m^2 , una diferencia mínima de temperaturas entre el flujo de Syltherm 800 y tolueno en el intercambiador de calor de 10 K y una presión mínima/máxima del aceite en el circuito de $100/1500 \text{ kPa}$. Estas tres últimas condiciones se mantendrán cuando se presente el análisis con D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo Rankine.

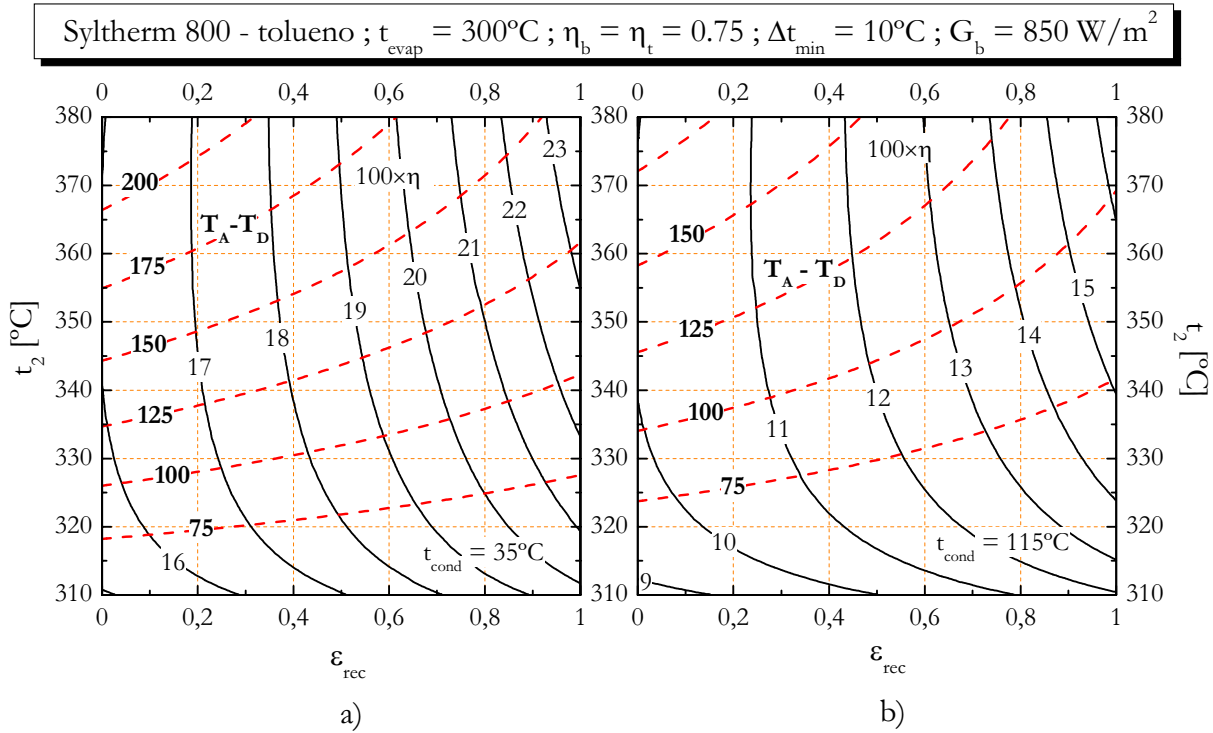


Figura 5-4. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno (t_2) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) para a) $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

Tanto para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ como para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$ el comportamiento cualitativo de η y de $(T_A - T_D)$ es el mismo. En el caso del rendimiento total, este siempre crece cuando se hace la eficiencia del recuperador para una temperatura final de sobrecalentamiento fija y presenta un máximo respecto de este último parámetro para valores de la eficiencia del recuperador menores que 0.3 y que 0.35 para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y 115°C respectivamente.

En la Figura 5-5 se ha representado, para los mismos parámetros de la Figura 5-4, el caudal másico de Syltherm 800, la superficie de apertura y el caudal másico de tolueno necesarios tanto en el ciclo Rankine sin recuperación como con un recuperador de eficiencia 0.8. Sólo se ha representado una curva para $q^{\text{Syltherm800}}$ y q^{Tolueno} pues dicho caudal no depende de la eficiencia del recuperador. Esto se debe a que, impuesta una potencia a desarrollar por la turbina de vapor, el caudal másico de tolueno necesario únicamente depende de los estados del vapor a la entrada y a la salida de la turbina, lo cual no depende de ϵ_{rec} . Por otra parte, puesto que en todo el intervalo de condiciones de operación de la Figura 5-4 el estado de la corriente fría a la salida del recuperador (estado **y**) es de líquido comprimido, para determinar el cociente de caudales másicos de tolueno y Syltherm 800 no es necesario conocer la temperatura de inicio de calentamiento del tolueno a cargo del intercambio de calor con el aceite, lo que si dependería de ϵ_{rec} . Por lo tanto, las curvas representadas de $q^{\text{Syltherm800}}$ y q^{Tolueno} son válidas para el ciclo sin recuperación y con recuperación.

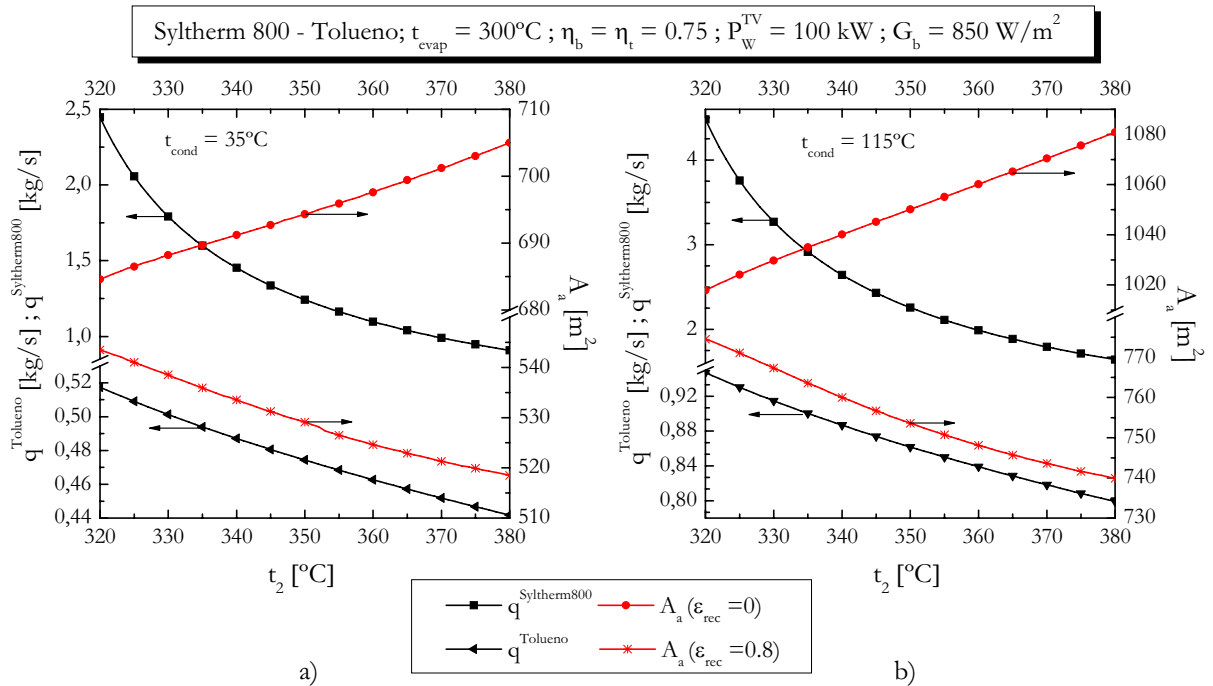


Figura 5-5. Caudal másico de Syltherm 800, de tolueno y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

Como se observa, $q^{\text{Syltherm800}}$ crece de manera brusca cuando la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno se acerca a la temperatura de evaporación, lo cual es lógico dado que en ese caso la diferencia ($T_A - T_D$) decrece y por lo tanto también lo hace la variación de entalpía del aceite en el proceso de enfriamiento, haciéndose necesario un mayor caudal másico de aceite para suministrar al tolueno la potencia térmica necesaria. El valor de $q^{\text{Syltherm800}}$ es importante puesto que las pérdidas de energía del flujo de aceite por fricción en su circulación por el interior del tubo absorbedor, del intercambiador de calor y de las conducciones que unen ambos equipos crecen con la velocidad del fluido. Por otra parte, un caudal másico de aceite excesivamente bajo en el interior del tubo absorbedor provocaría una peor refrigeración del mismo, lo que no resulta deseable. Otra conclusión interesante que se deriva de la observación de la Figura 5-5 es que puede existir un valor de la eficiencia del recuperador para el que la superficie de apertura necesaria para un valor fijado de la potencia desarrollada por la turbina de vapor se mantenga aproximadamente independiente de la temperatura final de sobrecalentamiento, al menos en un determinado intervalo de la misma.

En la Tabla 5-1 y en la Tabla 5-2 se dan, para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y 115°C respectivamente, los valores numéricos de los parámetros más importantes del sistema HTF con Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor para cuatro valores diferentes de la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. También se dan los valores para el ciclo sin recuperación y $t_2 = 320^{\circ}\text{C}$ para poner de manifiesto el efecto de introducir el proceso de recuperación en el ciclo Rankine.

Tabla 5-1. Caudales máscicos, diferencia de temperaturas del aceite a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – tolueno ; $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [$^\circ\text{C}$]	320 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	320	340	360	380
q^{Tolueno} [kg/s]	0.517	0.517	0.487	0.463	0.442
$100 \times \eta_R$	23.40	29.48	30.38	31.13	31.78
t_A/t_D [$^\circ\text{C}$] ($T_A - T_D$) [K]	330/249 81	330/266.5 63.5	350/245.1 104.9	370/234.5 135.5	390/230.3 159.7
$q^{\text{Syltherm800}}$ [kg/s]	2.447	2.447	1.453	1.097	0.908
($Re/10^4$)	9.24	9.86	5.82	4.55	4.00
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	70.42	70.09	69.95	69.71	69.26
$100 \times \eta$	15.65	19.67	20.68	21.27	21.66
A_a [m^2]	685	544	533	525	519

Tabla 5-2. Caudales máscicos, diferencia de temperaturas del aceite a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – tolueno ; $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [$^\circ\text{C}$]	320 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	320	340	360	380
q^{Tolueno} [kg/s]	0.947	0.947	0.887	0.839	0.799
$100 \times \eta_R$	15.31	20.06	20.81	21.41	21.92
t_A/t_D [$^\circ\text{C}$] ($T_A - T_D$) [K]	330/264.8 65.2	330/280.9 49.1	350/269 81.0	370/265.4 104.6	390/266.8 123.2
$q^{\text{Syltherm800}}$ [kg/s]	4.479	4.479	2.644	1.990	1.643
($Re/10^4$)	17.67	18.75	11.41	9.14	8.18
$100 \times \eta_{\text{LS3}}$	70.24	69.99	69.72	69.28	68.70
$100 \times \eta$	9.60	12.57	13.65	14.18	14.52
A_a [m^2]	1018	774	760	748	740

Para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ el incremento en η debido a la introducción del recuperador es de un 25.7% para $t_2 = 320^\circ\text{C}$ mientras que el sobrecalentamiento hasta $t_2 = 380^\circ\text{C}$ produce un aumento adicional del 10.1%. Para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ los valores anteriores ascienden hasta el 30.9% y el 15.5% respectivamente como consecuencia de introducir los dos procesos anteriores. Por tanto, la mejora relativa en η es mayor cuanto mayor sea la temperatura de condensación en el ciclo Rankine.

Un aspecto importante en la configuración HTF es mantener una diferencia mínima de temperaturas del aceite a la entrada y a la salida del campo solar. Esta diferencia es aproximadamente la misma entre la temperatura de entrada y salida del aceite de un hipotético tanque de almacenamiento térmico directo termoclino. En este tipo de tanques la estratificación debida a la fuerte dependencia de la densidad del aceite con la temperatura se produce a partir de un determinado valor de la diferencia de temperaturas del aceite a su entrada y a su salida.

Para los parámetros correspondientes a las dos tablas anteriores, si se considera una diferencia de temperaturas del aceite a la entrada y a la salida del campo entre 70 K y 100 K la temperatura final de sobrecalentamiento del vapor oscila entre 322°C – 337°C y el caudal másico de Syltherm 800 entre 2.27 kg/s – 1.536 kg/s para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. Para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ t_2 oscila entre 332°C – 356°C encontrándose el caudal másico de Syltherm 800 entre 3.115 kg/s – 2.086 kg/s. En todos los casos expuestos en ambas tablas se dispone de un flujo de aceite térmico en régimen turbulento en el interior del tubo absorbedor.

5.2.2 Resultados para el octametilciclotetrasiloxano (D4)

En el caso del D4, como ya se ha dicho el análisis se realiza de igual forma que para el tolueno. Además, la temperatura de evaporación que se fija para este fluido también es la misma por lo que la comparación entre ambos se puede hacer a igualdad de condiciones de operación del ciclo. En la Figura 5-6 se da, para el D4, la representación análoga a la Figura 5-4 para el tolueno. Como se observa, en el caso del D4, la temperatura final de sobrecalentamiento en el ciclo tiene una menor influencia sobre el rendimiento total que en el caso del tolueno. El rendimiento total siempre crece con t_2 para valores de ε_{rec} superiores a 0.8. Para valores de ε_{rec} inferiores al anterior se encuentra un máximo de η respecto a t_2 . Lo anterior es cierto tanto para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ como para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

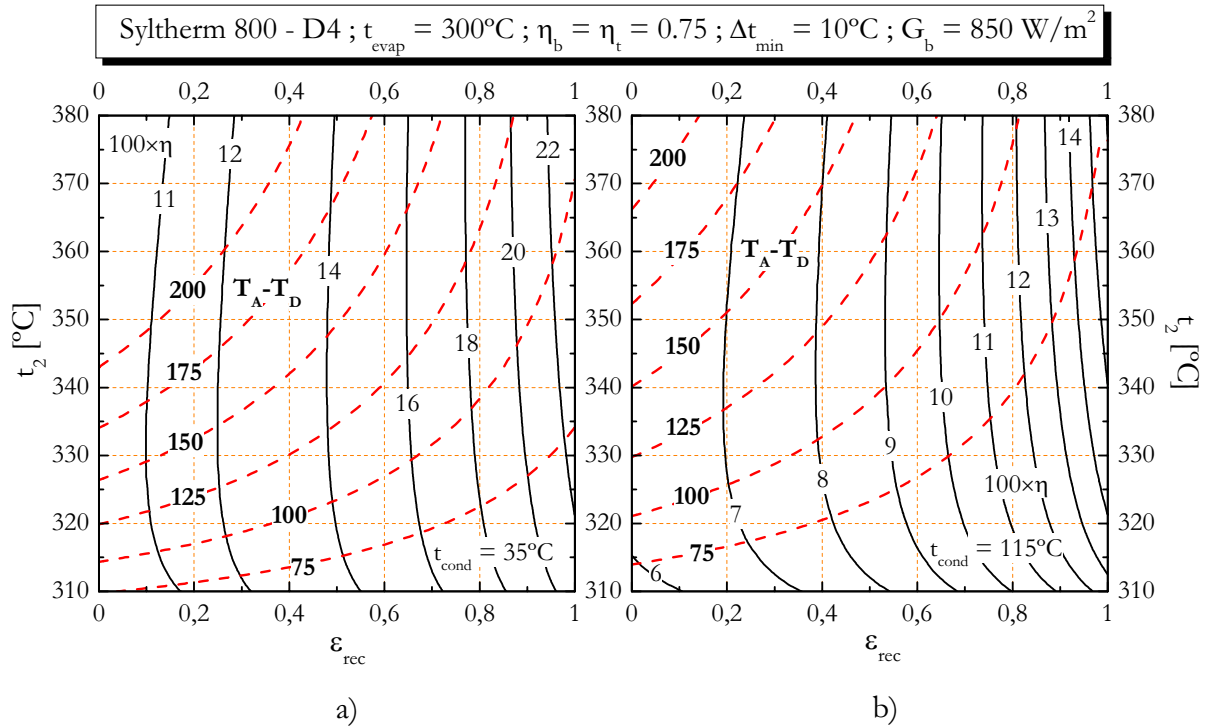


Figura 5-6. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del D4 en el ciclo Rankine y de la eficiencia del recuperador para a) $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

En la Figura 5-7a se aprecia como la superficie de apertura necesaria en el caso de introducir un recuperador con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ se mantiene aproximadamente constante (entre 602 m^2 y 605 m^2) cuando se aumenta la temperatura final de sobrecalentamiento. El salto que se observa en la curva correspondiente en torno a $t_2 = 342^{\circ}\text{C}$ se debe a la definición como una función a trozos del coeficiente de pérdidas térmicas del absorbedor del CCP LS-3 (sección 2.1, capítulo 2). Para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$, la superficie de apertura oscila entre 879 m^2 y 895 m^2 cuando t_2 lo hace entre 310°C y 380°C . Además, en éste último caso no se encuentra que A_a decrezca con t_2 , como sucedía con el tolueno. Lo que sí se sigue cumpliendo es que en ausencia de recuperación la superficie de apertura necesaria crece con t_2 , en concreto entre un 8.2% y un 13.8% cuando t_2 lo hace desde 310°C a 380°C y t_{cond} entre 35°C y 115°C .

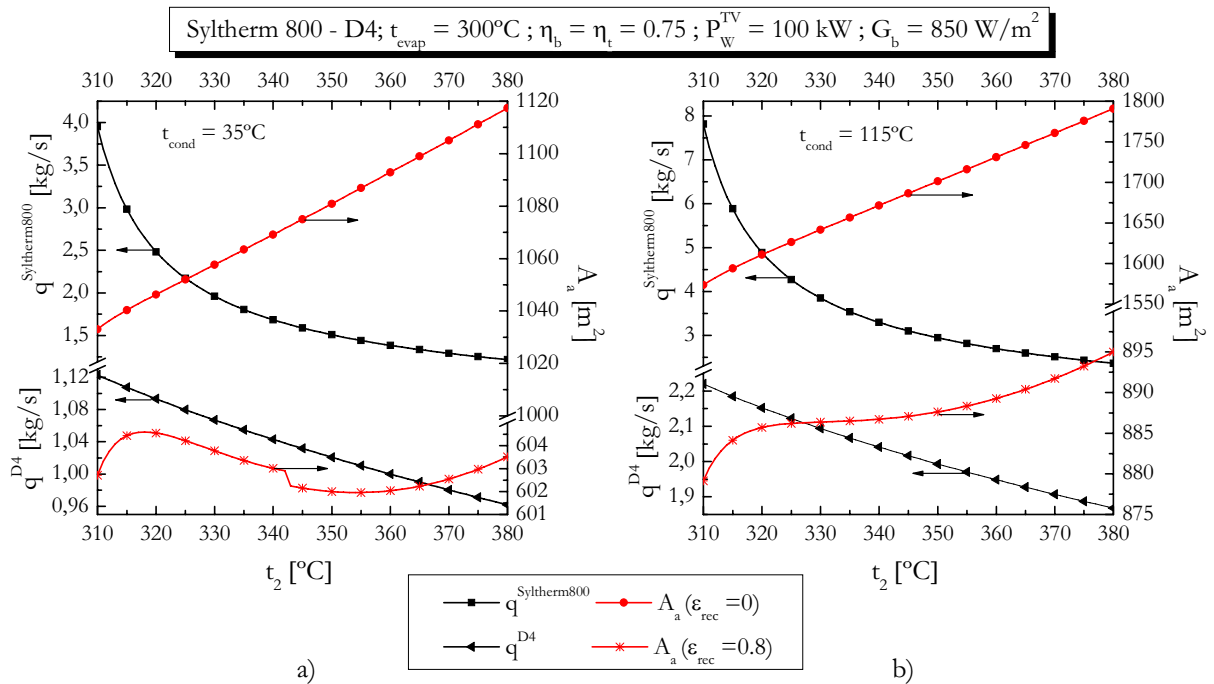


Figura 5-7. Caudal másico de Syltherm 800, de D4 y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del D4 para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

Sin embargo, el simple hecho de introducir el proceso de recuperación con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ supone una reducción en la superficie de apertura necesaria de, como mínimo, un 41.7% entre dos ciclos con idénticas condiciones de operación. Esta reducción es mayor que en el caso del tolueno y se debe, entre otras causas, al mayor valor de la pendiente de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s del D4. Por otra parte, el sobrecalentamiento implica una reducción del caudal másico de Syltherm 800 circulando por el absorbedor del CCP y también un menor caudal másico de D4 en el ciclo Rankine. Precisamente estos dos efectos son los que hacen útil la introducción del sobrecalentamiento en el ciclo con recuperación en el caso de utilizar D4 como fluido de trabajo pues, como ya se ha visto, su efecto sobre A_a no es importante.

En la Tabla 5-3 se dan los valores numéricos de caudales másicos, rendimientos, número de Reynolds, diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la entrada y a la salida del captador y superficie de apertura necesaria para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C . La Tabla 5-4 es la análoga a la anterior pero para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

Tabla 5-3. Caudales máxicos de D4 y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – D4 ; $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [$^\circ\text{C}$]	320 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	320	340	360	380
q^{D4} [kg/s]	1.093	1.093	1.043	1.000	0.962
$100 \times \eta_R$	15.38	26.75	27.11	27.39	27.62
t_A/t_D [$^\circ\text{C}$] ($T_A - T_D$) [K]	330/204.4 125.6	330/260.1 69.9	350/247.9 102.1	370/247.8 122.2	390/253.3 136.7
$q^{\text{Syltherm800}}$ [kg/s]	2.483	2.483	1.685	1.385	1.217
($Re/10^4$)	7.85	9.62	6.72	5.95	5.76
$100 \times \eta_{LS3}$	71.19	70.22	69.95	69.54	68.90
$100 \times \eta$	10.37	17.86	18.35	18.54	18.58
A_a [m^2]	1046	605	603	602	603

Tabla 5-4. Caudales máxicos de D4 y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se dan datos para el ciclo sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – D4 ; $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 300^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [$^\circ\text{C}$]	320 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	320	340	360	380
q^{D4} [kg/s]	2.152	2.152	2.041	1.948	1.868
$100 \times \eta_R$	9.81	17.82	18.08	18.27	18.41
t_A/t_D [$^\circ\text{C}$] ($T_A - T_D$) [K]	330/233.5 96.5	330/278.5 51.5	350/274.5 75.5	370/279.1 90.9	390/288.0 102
$q^{\text{Syltherm800}}$ [kg/s]	4.888	4.888	3.297	2.698	2.364
($Re/10^4$)	17.19	20.28	14.52	13.06	12.77
$100 \times \eta_{LS3}$	70.83	70.05	69.65	69.04	68.27
$100 \times \eta$	6.14	11.05	11.63	11.83	11.88
A_a [m^2]	1611	886	887	889	895

De la Figura 5-6 se deriva que, para alcanzar una diferencia ($T_A - T_D$) de 100 K operando con temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C en el ciclo con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ la temperatura final de sobrecalentamiento del vapor de D4 debe situarse entre 339°C y 377°C . En ese caso, el caudal máxico de Syltherm 800 oscila entre 1.707 kg/s y 2.405 kg/s y el de D4 entre 1.045 kg/s y 1.879 kg/s mientras que la superficie de apertura necesaria lo hace entre 603.1 m^2 y 893.9 m^2 , lo que supone un incremento del 48.2% en dicho parámetro cuando se pasa de $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ a $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

En todos los casos anteriores se dispondría de un flujo turbulento de aceite térmico en el interior de los tubos absorbedores del captador si se considera que el campo solar está compuesto por una única fila de captadores cilindro-parabólicos.

5.2.3 Resultados para el hexametildisiloxano (MM)

Los resultados para el MM se presentan en la Figura 5-8 para una temperatura de evaporación de 235°C, que es el máximo valor considerado para esta sustancia dado el valor crítico de la misma (245.55°C). Por otro lado se ha seguido considerando la posibilidad de extender la etapa de sobrecalentamiento del vapor hasta los 380°C.

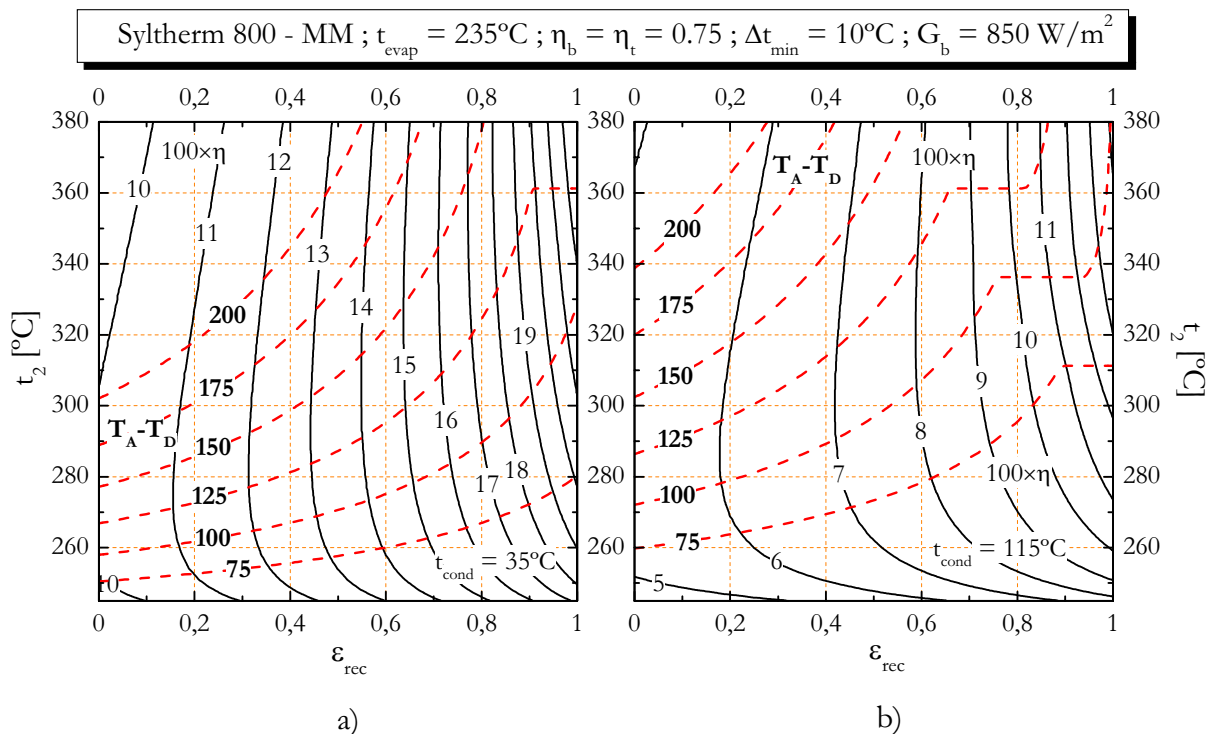


Figura 5-8. Rendimiento total (η) y diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la salida y entrada del captador ($T_A - T_D$) en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del MM en el ciclo Rankine y de la eficiencia del recuperador para a) $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$.

La elección de estos límites provoca la aparición de valores de la diferencia ($T_A - T_D$) mayores que los alcanzados con el D4 y el tolueno y que para valores altos de ϵ_{rec} y t_2 se alcance un estado de la corriente fría a la salida del recuperador (estado y del ciclo Rankine) de líquido saturado, de mezcla bifásica líquido-vapor e incluso de vapor saturado seco y vapor sobrecalentado. Lo anterior se puede observar en la Figura 5-8, en la que siguiendo algunas isolíneas de ($T_A - T_D$) en el sentido de ϵ_{rec} creciente se alcanza un valor determinado de t_2 para el que existe un intervalo de valores de ϵ_{rec} en el que la diferencia ($T_A - T_D$) no depende de ϵ_{rec} y la isolínea es paralela a la isoterma de t_2 . En esa región plana

de la isóclina se tiene un estado y de equilibrio líquido - vapor y la temperatura final de enfriamiento del Syltherm 800, T_C , es igual a $T_{\text{evap}} + \Delta t_{\text{min}}$. Esta temperatura está muy cercana a la de entrada del aceite en el captador. A partir de un determinado valor de ϵ_{rec} la curva deja de ser plana para volver a crecer con t_2 , región ésta en la que el estado y es de vapor sobrecalentado y $T_C = T_y + \Delta t_{\text{min}}$.

En la Figura 5-9a se ha representado el caudal másico de Syltherm 800 y de MM para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C . Ambas curvas son válidas para el caso sin recuperación y con recuperación (ϵ_{rec}).

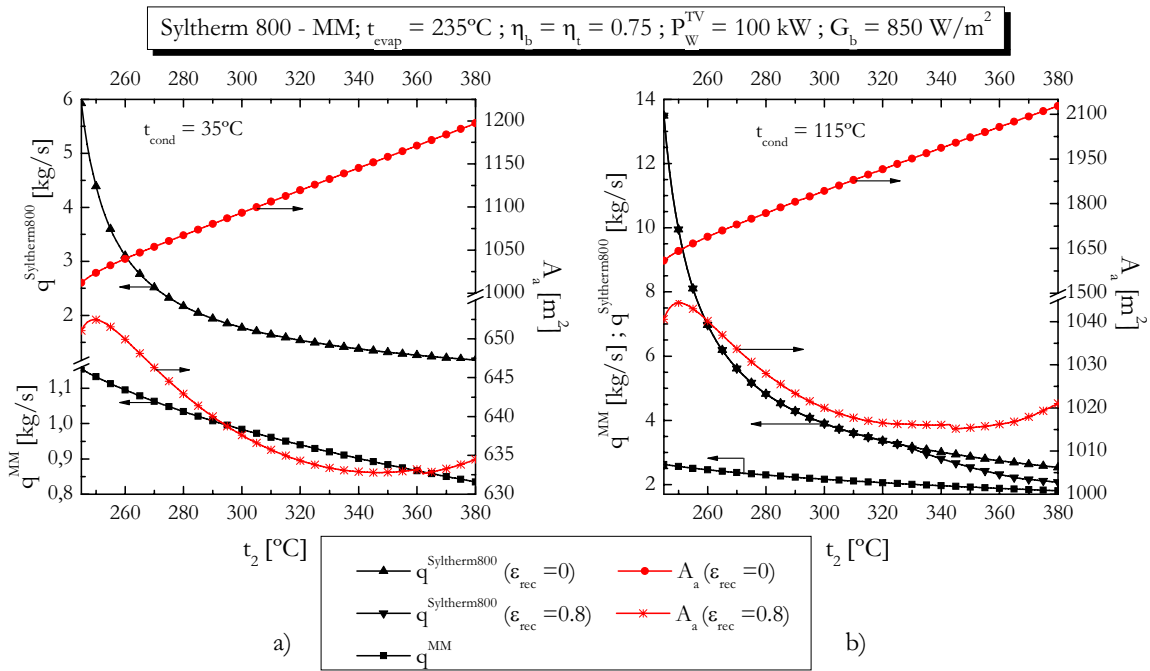


Figura 5-9. Caudal másico de Syltherm 800, de MM y superficie de apertura en función de la temperatura final de sobrecalentamiento del MM para $\epsilon_{\text{rec}} = 0$ y 0.8 con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

Sin embargo, en la Figura 5-9b – válida para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ – se observa un desdoblamiento de la curva correspondiente a $q^{\text{Syltherm800}}$ a partir de un valor de $t_2 = 327.5^\circ\text{C}$. Precisamente en ese punto se alcanza el estado de líquido saturado de la corriente fría a la salida del recuperador (estado y). A partir de ese punto el balance de potencias térmicas en el intercambiador de calor Syltherm 800 – MM en el caso de utilizar un recuperador con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ en el ciclo Rankine es diferente al caso sin recuperación y al caso con recuperación y un estado y de líquido comprimido.

En la Figura 5-9 también se ha representado la superficie de apertura necesaria A_a . En el ciclo sin recuperación A_a se sitúa entre $632 \text{ m}^2 - 652 \text{ m}^2$ para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y entre $1015 \text{ m}^2 - 1045 \text{ m}^2$ para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ en todo el intervalo de valores de t_2 representado. Dentro de dicho intervalo de t_2 la variación de A_a en ausencia de recuperación es mucho mayor y siempre creciente con t_2 . En cualquier caso, y de manera similar a como sucedía

con el D4, la simple inclusión de la etapa de recuperación con $\epsilon_{rec} = 0.8$ supone una reducción, como mínimo, del 36.4% en la superficie de apertura necesaria respecto al caso sin recuperación.

En la Tabla 5-5 se dan los valores numéricos de caudales másicos, rendimientos, número de Reynolds, diferencia de temperaturas del Syltherm 800 a la entrada y a la salida del captador y superficie de apertura necesaria para una temperatura de condensación en el mismo de 35°C. La Tabla 5-6 es la análoga a la anterior pero para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$.

Tabla 5-5. Caudales másicos de MM y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste a la entrada/salida del captador, número de Reynolds, rendimientos y superficie de apertura para, $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se da el caso sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – MM ; $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$; $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [°C]	260 ($\epsilon_{rec} = 0$)	260	300	340	380
q^{MM} [kg/s]	1.095	1.095	0.984	0.901	0.835
$100 \times \eta_R$	14.94	23.87	24.81	25.46	25.93
t_A/t_D [°C] ($T_A - T_D$) [K]	270/163.9 106.1	270/205.3 64.7	310/201.4 108.6	350/216.6 133.4	390/239.2 150.8
$q^{Syltherm800}$ [kg/s]	3.105	3.105	1.772	1.380	1.172
($Re/10^4$)	6.63	7.85	5.14	4.91	5.25
$100 \times \eta_{LS3}$	72.51	72.05	71.45	70.47	69.21
$100 \times \eta$	10.14	16.16	17.13	17.47	17.54
A_a [m ²]	1040	650	638	633	634

Tabla 5-6. Caudales másicos de MM y Syltherm 800, diferencia de temperaturas de éste a la entrada/salida del captador, número de Reynolds, rendimientos y superficie de apertura para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$, $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$. También se da el caso sin recuperación.

CCP LS-3 ; Syltherm 800 – MM ; $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$; $t_{evap} = 235^\circ\text{C}$; $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
t_2 [°C]	260 ($\epsilon_{rec} = 0$)	260	300	340	380
q^{MM} [kg/s]	2.459	2.459	2.165	1.962	1.806
$100 \times \eta_R$	8.79	14.19	14.93	15.36	15.64
t_A/t_D [°C] ($T_A - T_D$) [K]	270/194.5 75.5	270/224.3 45.7	310/232.4 77.6	350/246.3 103.7	390/253.9 136.1
$q^{Syltherm800}$ [kg/s]	6.970	6.970	3.901	2.803	2.074
($Re/10^4$)	16.89	18.98	12.70	11.11	9.84
$100 \times \eta_{LS3}$	72.28	71.91	71.15	70.13	69.10
$100 \times \eta$	5.29	8.52	9.66	10.07	10.28
A_a [m ²]	1689	1040	1020	1016	1021

Para alcanzar una diferencia ($T_A - T_D$) de 100 K operando con temperaturas de condensación entre 35°C y 115°C en el ciclo con recuperación y $\epsilon_{rec} = 0.8$, la temperatura final de sobrecalentamiento del vapor de MM debe situarse entre 289°C y 336°C. En ese caso, el caudal másico de Syltherm 800 oscila entre 1.961 kg/s y 2.924 kg/s y el de MM entre 1.010 kg/s y 1.980 kg/s, mientras que la superficie de apertura necesaria lo hace entre 640.3 m² y 1016 m², lo que supone un incremento del 58.7% en dicho parámetro cuando se pasa de $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ a $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. En todos los casos anteriores se dispondría de un flujo turbulento de aceite térmico en el interior de los tubos absorbedores del captador si se considera que el campo solar está compuesto por una única fila de captadores cilindro-parabólicos.

5.2.4 Resumen de resultados

En un ciclo de potencia solar que genera 100 kW de potencia mecánica en una configuración HTF con el CCP LS-3 y Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor:

1. Para una temperatura de condensación de 35°C se tiene un rendimiento total del ciclo con recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) y sobrecalentamiento en torno al 20% con tolueno, en torno al 18% con D4 y en torno al 16%-17.5% con el MM. Para una temperatura de condensación de 115°C los valores anteriores se sitúan en torno al 12.5%-14.5% con tolueno, en torno al 11%-12% con D4 y en torno al 8.5%-10.3% con el MM.
2. Para una temperatura de condensación de 35°C, el efecto de la etapa de recuperación en el ciclo supone una reducción de la superficie de apertura necesaria de al menos un 20.6% en el caso del tolueno, un 42.2% en el caso del D4 y un 37.5% en el caso del MM. Para una temperatura de condensación de 115°C los valores anteriores se sitúan en torno al 24% con tolueno, en torno al 45% con D4 y en torno al 38.4% con el MM.
3. En cualquiera de los casos anteriores, la reducción adicional debida al proceso de sobrecalentamiento se encuentra por debajo del 5%. Sin embargo, el efecto de este proceso sobre el caudal másico de Syltherm 800 hace que el sobrecalentamiento sea un aspecto a tener en cuenta en esta configuración.
4. Supuesto un ciclo de potencia solar con recuperación y dependiendo del fluido de trabajo del ciclo Rankine, para una temperatura de condensación de 35°C la superficie de apertura necesaria en esta configuración se encuentra entre 520 m² y 650 m² y para una temperatura de condensación de 115°C entre 740 m² y 1040 m². Por lo tanto, pasar de condensar en el ciclo a 35°C a condensar a 115°C implica un aumento en la superficie de apertura entre un 42% y un 60%.

5.3 Configuración HTF con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo Rankine y Santotherm 55 como fluido de transferencia de calor en el CCP IND 300

En esta sección se caracteriza termodinámicamente el MTS en configuración HTF con el CCP IND300. Como fluido de transferencia de calor se utiliza el aceite térmico Santotherm 55 (también llamado Therminol 55 o Gilotherm 55) comercializado por la empresa Solutia. El intervalo óptimo de uso de este aceite es $-25^{\circ}\text{C} - 290^{\circ}\text{C}$, por lo que es un fluido apropiado para utilizar con el CCP IND300. Por otro lado, su presión de vapor se sitúa en 48.7 kPa a una temperatura de 316°C . La capacidad térmica isóbara y la densidad de la fase líquida se pueden considerar independientes de la presión y expresarse mediante un polinomio en términos de la temperatura a partir del ajuste de los datos proporcionados por el fabricante [Solutia, 2000]. Estos ajustes se encuentran en la Tabla A-3 del Anexo A.

Como se ha mostrado en la sección 5.1 la temperatura promedio de calentamiento del aceite térmico en el captador se encuentra relacionada directamente con las temperaturas características del proceso de calentamiento en el ciclo Rankine, es decir, con la temperatura de inicio y final de calentamiento y con la temperatura de evaporación. En el caso de utilizar como sistema de almacenamiento térmico de calor sensible un tanque termoclino se debe asegurar una diferencia de temperaturas mínima entre el aceite a la entrada y a la salida de dicho tanque para que tenga lugar la estratificación del aceite en su interior. Si esas temperaturas se consideran iguales a la de salida y entrada del aceite del captador respectivamente se añadiría una restricción más al establecimiento de las condiciones de operación del ciclo. En nuestro caso se considera una diferencia mínima de temperaturas del aceite térmico entre la entrada y la salida del captador de 70 K para que tenga lugar la estratificación en el interior del tanque de almacenamiento. Esta diferencia es la necesaria para obtener estratificación en el interior de un tanque de almacenamiento como el existente en la Plataforma Solar de Almería [Zarza, 2005]. En el caso de la configuración HTF, siguen siendo válidos los resultados obtenidos en las secciones 4.1.1 y 4.2.1 para el comportamiento del rendimiento térmico del ciclo Rankine en función de la temperatura de evaporación, de la temperatura final de sobrecalentamiento y de la eficiencia del recuperador. Sin embargo, dado que el valor de ϵ_{rec} determina (en parte) la temperatura inicial del calentamiento del fluido de trabajo en el ciclo Rankine (t_i), la temperatura de evaporación tampoco se fijará a priori en esta sección pues su valor estará condicionado por la necesidad de que se establezca una diferencia ($T_A - T_D$) de al menos 70 K en el caso de utilizar un tanque de almacenamiento térmico termoclino. Por tanto, en esta configuración también se debe realizar el análisis en función de la temperatura de evaporación.

5.3.1 Resultados para el tolueno

En la Figura 5-10 se ha representado el rendimiento total del MTS en función de la temperatura de evaporación y de la eficiencia del recuperador para una temperatura final de sobrecalentamiento del vapor de tolueno fija de 280°C. También se ha representado en la misma gráfica y a trazo discontinuo las isóneas de la diferencia de temperaturas del Santotherm 55 ($T_A - T_D$) de valores 70 K y 100 K. Los valores del rendimiento y de ($T_A - T_D$) se han calculado suponiendo una presión mínima/máxima en el circuito de aceite de 100 kPa/300 kPa y un rendimiento de la bomba de circulación de 0.75.

Como se observa, existe un valor de la temperatura de evaporación para cada valor de ϵ_{rec} y t_{cond} que hace máximo η cuando se mantiene constante la temperatura final de sobrecalentamiento del tolueno e igual a 280°C.

Para una $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ se observa (Figura 5-10a) que para cualquier valor de la ϵ_{rec} las condiciones de operación que dan lugar al valor máximo de η también dan lugar a un valor de ($T_A - T_D$) mayor que 70 K. Esto no sucede para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$, valor para el que el máximo de η se desplaza y queda situado por encima de la isónea de ($T_A - T_D$) = 70 K.

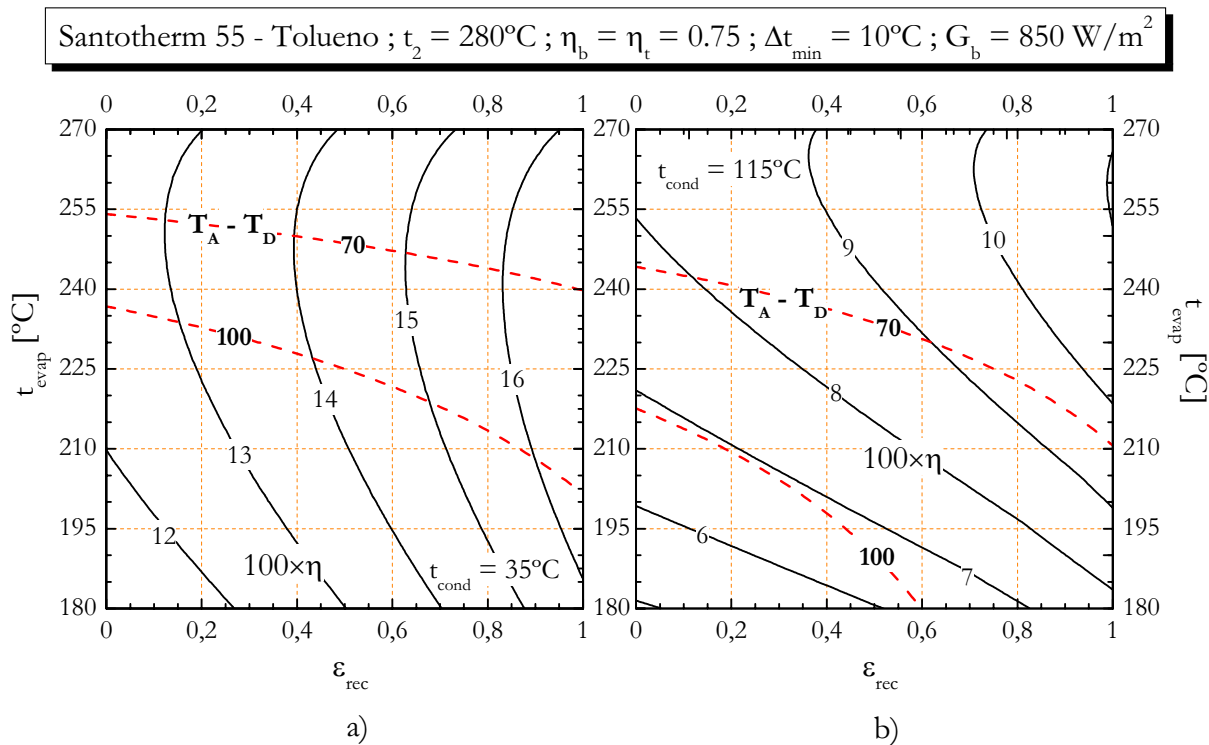


Figura 5-10. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y tolueno para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{min} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado las isóneas de ($T_A - T_D$) de valores 70 K y 100 K.

En la Figura 5-11 se ha representado, para el caso con recuperación, el caudal másico de Santotherm 55 y de tolueno, la diferencia ($T_A - T_D$) y la superficie de apertura necesaria para un sistema que genere 100 kW de potencia en la turbina de vapor en función de la temperatura final de sobrecalentamiento. Para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C se han seleccionado los valores de la temperatura de evaporación que dan lugar a un valor de ($T_A - T_D$) de 70 K cuando $t_2 = 280^\circ\text{C}$. De esta forma, dado el comportamiento de A_a respecto a t_2 , se habrá determinado la configuración con menor superficie de apertura necesaria con la que se obtenga precisamente ($T_A - T_D$) ~ 70 K. De la Figura 5-10b se deduce que es posible obtener configuraciones con una menor superficie de apertura pero a costa también de una menor diferencia ($T_A - T_D$).

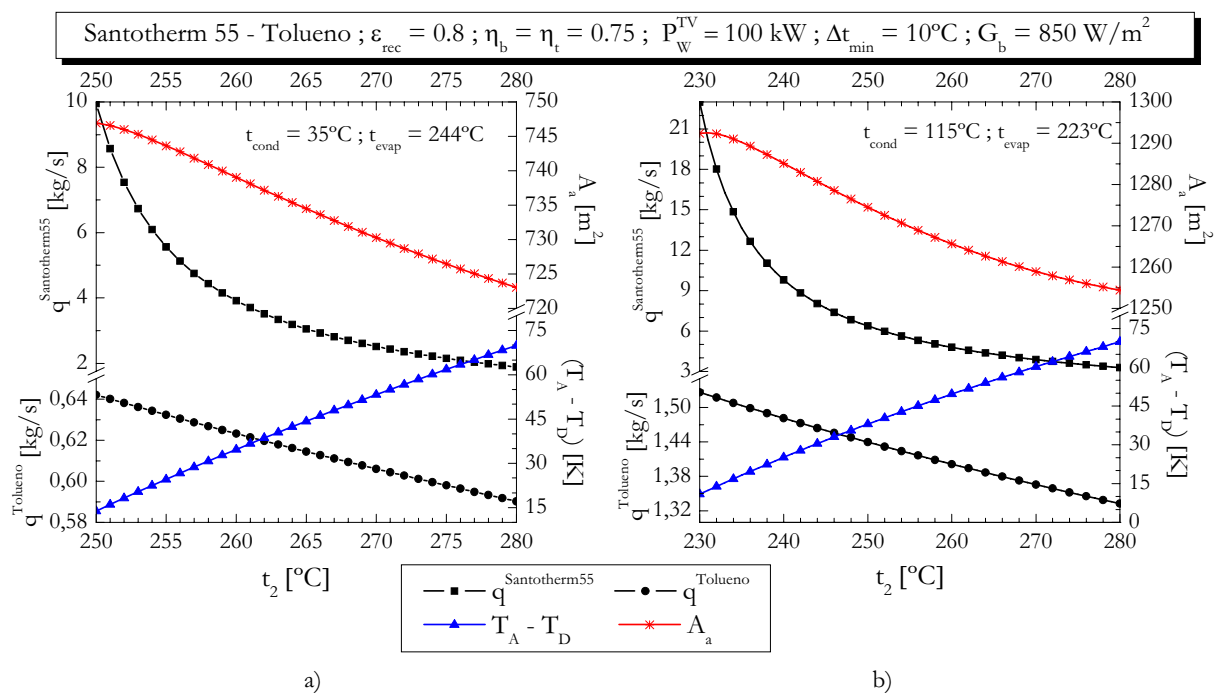


Figura 5-11. Caudal másico de Santotherm 55 y de tolueno, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con recuperación para a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

Si se mostrase una representación análoga a la anterior en el caso sin recuperación se obtendría un comportamiento cualitativamente idéntico para los caudales másicos de Santotherm 55 y tolueno y también para la diferencia ($T_A - T_D$). Sin embargo, para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y $t_{\text{evap}} = 254^\circ\text{C}$ se obtendría que la superficie de apertura se mantendría aproximadamente constante en torno a 886 m^2 mientras que para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $t_{\text{evap}} = 254^\circ\text{C}$ decrecería de forma monótona con t_2 . Por tanto, en un sistema sin proceso de recuperación no sería aconsejable el sobrecalentamiento del vapor. Sin embargo, en ese caso el caudal másico de aceite térmico necesario sería mucho mayor debido a la menor variación de entalpía del mismo en el proceso de intercambio de calor con el flujo de tolueno. Los dos aspectos anteriores tienen efectos negativos sobre la operación del

sistema pues: 1) un incremento del caudal másico implica también un incremento de las pérdidas por fricción en el circuito de aceite térmico y 2) una variación de entalpía pequeña en el proceso de calentamiento implica una diferencia de temperaturas de entrada y salida del aceite en el captador pequeña lo que, como se ha dicho, no favorece la estratificación del aceite en un tanque de almacenamiento termoclino.

En la Tabla 5-7 se dan las condiciones de operación y los valores numéricos de los parámetros que dan lugar a una diferencia $T_A - T_D \approx 70 \text{ K}$ correspondientes a $t_2 = 280^\circ\text{C}$. Los datos de la Tabla 5-7 corresponden a, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\min} = 10^\circ\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y en ella también figura el caudal másico de tolueno y de Santotherm 55 necesarios para un sistema cuya turbina de vapor generase 100 kW.

Tabla 5-7. Caudales másicos de tolueno y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C , $t_2 = 280^\circ\text{C}$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.

Santotherm 55 –Tolueno	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$		$t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$	
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	254 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	244 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$)	244 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0$)	223 ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$)
$q^{\text{Tolueno}} [\text{kg/s}]$	0.584	0.590	1.206	1.333
$100 \times \eta_R$	22.20	27.25	13.06	15.57
$t_A/t_D [^\circ\text{C}]$ $(T_A - T_D) [\text{K}]$	290/219.8 70.2	290/220.1 69.9	290/219.8 70.2	290/220.1 69.9
$q^{\text{Santotherm55}} [\text{kg/s}]$	2.303	1.888	3.858	3.277
$(\text{Re}/10^4)^*$	30.7	25.2	51.5	43.8
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	58.78	58.76	58.78	58.76
$100 \times \eta$	12.96	15.93	7.58	9.05
$A_a [\text{m}^2]$	885	723	1484	1254

*Calculado suponiendo un diámetro interno del tubo absorbedor de 0.02 m

De la tabla anterior se extrae una reducción de la superficie de apertura cuando se introduce la recuperación con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ entre un 18.3% y un 15.5% en el intervalo de temperaturas de condensación de $35^\circ\text{C} - 115^\circ\text{C}$.

5.3.2 Resultados para el octametilciclotetrasiloxano (D4)

En la Figura 5-12 se ha representado el rendimiento total junto a las isólinas de diferencia de temperaturas $(T_A - T_D) = 70$ K y 100 K en función de la eficiencia del recuperador y de la temperatura de evaporación. El comportamiento cualitativo es el mismo que el observado para el tolueno, si bien la dependencia de η con t_{evap} es menor para el D4 y a su vez, menor cuanto menor es la temperatura de condensación. Para el D4 también sucede que el máximo en el rendimiento total puede situarse a temperaturas de evaporación superiores a las que dan lugar a $(T_A - T_D) = 70$ K, lo que se observa de manera más clara cuanto mayor sea la temperatura de condensación. Además, para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ es posible alcanzar un estado de líquido saturado y de mezcla bifásica líquido - vapor del estado y del ciclo para una temperatura de evaporación en el ciclo de 210°C manteniéndose la diferencia $(T_A - T_D)$ en los 70 K.

En la Figura 5-13 se muestra, para el caso con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, los caudales másicos de Santotherm 55 y de D4, la diferencia de temperaturas $(T_A - T_D)$ y la superficie de apertura necesaria en función de la temperatura final de sobrecalentamiento, tanto para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ (Figura 5-13a) como para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ (Figura 5-13b).

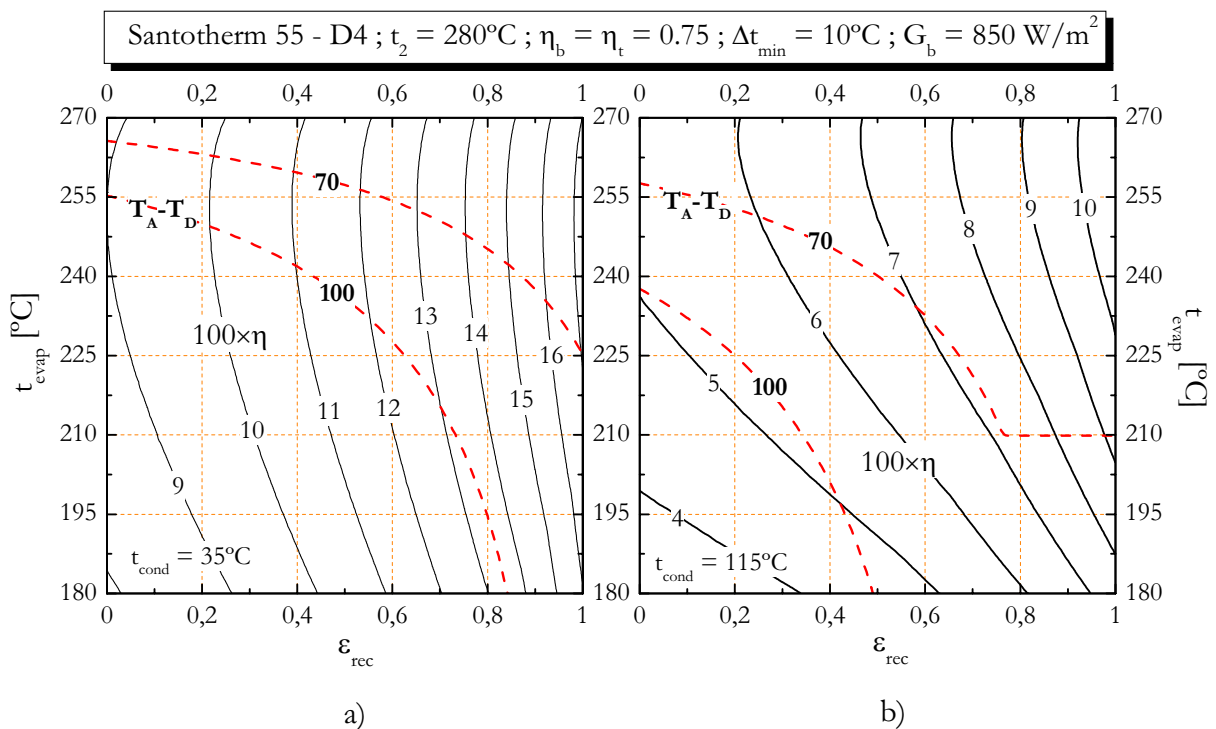


Figura 5-12. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y D4 para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\text{min}} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado las isólinas de $(T_A - T_D)$ de valores 70 K y 100 K.

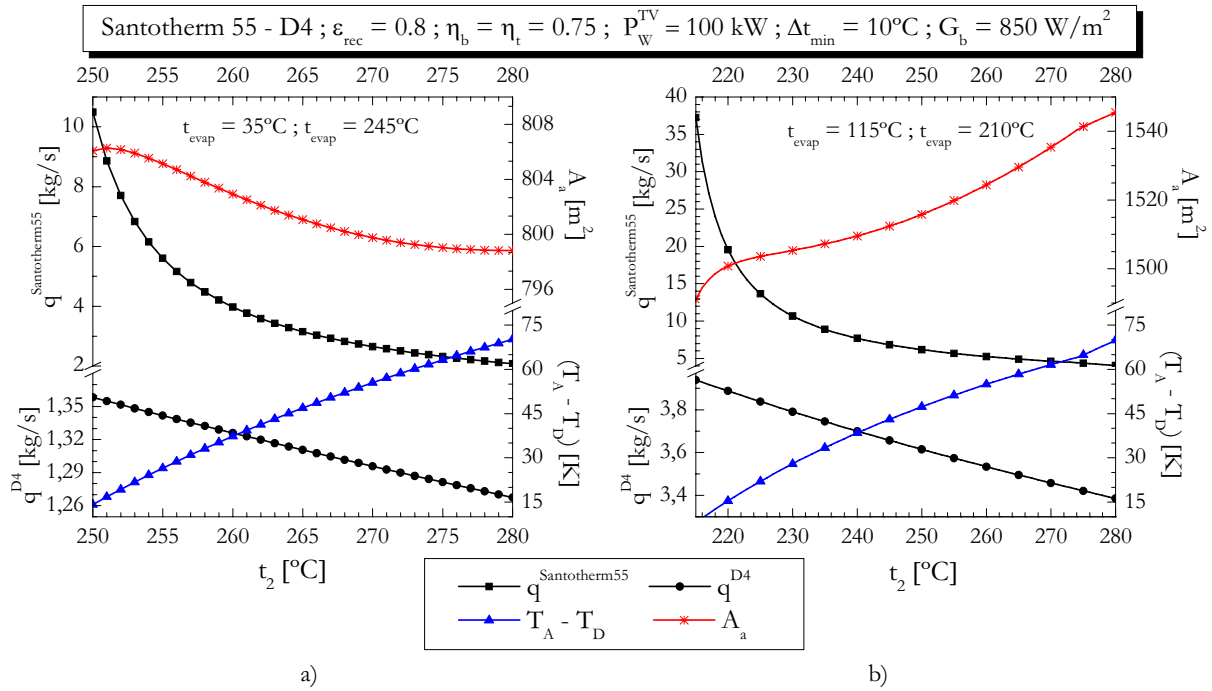


Figura 5-13. Caudal másico de Santotherm 55 y de D4, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con recuperación para a) $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$.

En ambos casos la representación que se muestra corresponde a un valor de la temperatura de evaporación con el que se alcance una diferencia de temperaturas ($T_A - T_D$) de aproximadamente 70 K cuando $t_2 = 280^\circ\text{C}$.

El principal aspecto a destacar en dicha representación es el comportamiento de la superficie de apertura para $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$ pues como se observa, A_a crece con la temperatura final de sobrecalentamiento con $\epsilon_{rec} = 0.8$. Este comportamiento de A_a no se había observado con anterioridad en ninguno de los casos tratados y se encuentra relacionado con las propiedades termodinámicas del D4 y con las condiciones de operación escogidas. De hecho, para $\epsilon_{rec} = 0.9$ se recuperaría el comportamiento típicamente observado de A_a respecto de t_2 , es decir, A_a decreciente con t_2 creciente.

En la Tabla 5-8 se dan las condiciones de operación y los valores numéricos de los parámetros que dan lugar a una diferencia $(T_A - T_D) \approx 70 \text{ K}$ y el menor valor de la superficie de apertura necesaria. Los datos de la Tabla 5-8 corresponden a $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{min} = 10^\circ\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y en ella también figura el caudal másico de D4 y de Santotherm 55 necesarios para un sistema cuya turbina de vapor generase 100 kW.

Tabla 5-8. Caudales máxicos de D4 y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.

Santotherm 55 – D4	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$		$t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$		
	$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	$230^\circ\text{C} (\epsilon_{\text{rec}} = 0)$	$245^\circ\text{C} (\epsilon_{\text{rec}} = 0.8)$	$257^\circ\text{C} (\epsilon_{\text{rec}} = 0)$	$210^\circ\text{C} (\epsilon_{\text{rec}} = 0.8)$
$t_2 [^\circ\text{C}]$	250	280	280	280	280
$q^{D4} [\text{kg/s}]$	1.392	1.267	2.655	3.385	3.385
$100 \times \eta_R$	14.87	24.80	9.24	12.78	12.78
$t_A/t_D [^\circ\text{C}]$	260/189.5	290/219.8	290/218.8	290/218.8	290/220.1
$(T_A - T_D) [\text{K}]$	70.5	70.2	71.2	71.2	69.9
$q^{\text{Santotherm55}} [\text{kg/s}]$	3.596	2.078	5.424	5.424	4.037
$(\text{Re}/10^4)^*$	37.7	27.8	72.1	72.1	54.0
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	61.60	58.78	58.83	58.83	58.76
$100 \times \eta$	9.06	14.50	5.34	5.34	7.41
$A_a [\text{m}^2]$	1273	799	2111	2111	1545

*Calculado suponiendo un diámetro interno del tubo absorbedor de 0.02 m

Como se observa, en el ciclo sin recuperación y $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ se puede alcanzar el máximo de η sin necesidad de sobrecalentar hasta 280°C , lo que se sigue cumpliendo para temperaturas de condensación hasta 70°C . Si se sobrecalienta hasta 280°C el mínimo en la superficie de apertura se encuentra a una temperatura de evaporación de 266°C para el que se tiene $A_a = 1289 \text{ m}^2$.

De la tabla anterior se extrae que la simple inclusión de la etapa de recuperación con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ supone, en un sistema con $(T_A - T_D) \approx 70 \text{ K}$, una reducción de la superficie de apertura necesaria de entre un 37% y un 26.8% cuando t_{cond} se encuentra entre 35°C y 115°C . Por otra parte, el aumento de la temperatura de condensación de 35°C a 115°C supone un incremento en la superficie de apertura de un 65.8% en el caso sin recuperación y de un 93.4% en el caso con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$. Estos porcentajes tan altos deben valorarse en su justa medida, pues las condiciones de operación de cada caso mostrado en la tabla anterior son diferentes y válidos para $(T_A - T_D) \approx 70 \text{ K}$.

5.3.3 Resultados para el hexametildisiloxano (MM)

Al igual que sucedía con el CCP LS-3, al considerar al MM como fluido de trabajo del ciclo Rankine con Santotherm 55 como fluido de transferencia de calor en el CCP IND300, los valores de $(T_A - T_D)$ que se obtienen son mayores que con el tolueno y el D4. Esto se puede observar en la Figura 5-14, en la que, además, dentro de los intervalos escogidos para la representación es posible alcanzar un estado de la corriente fría de MM

a la salida del recuperador (estado *y*) de líquido saturado, mezcla bifásica líquido – vapor e incluso vapor sobrecalentado.

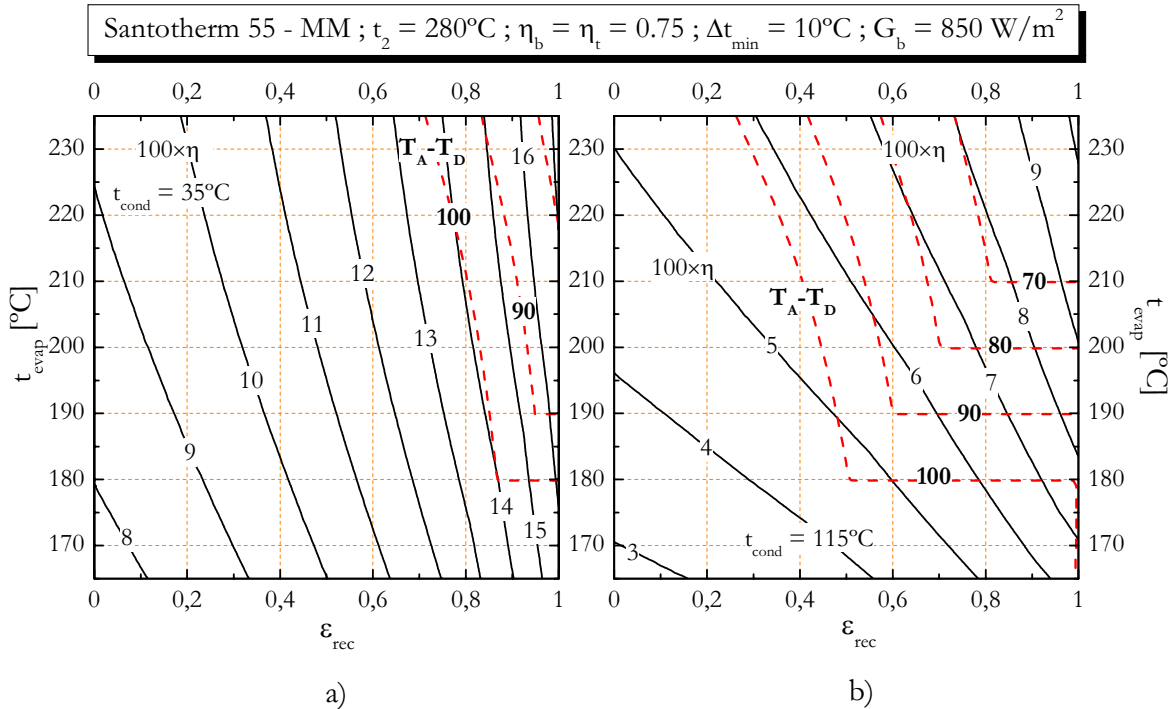


Figura 5-14. Rendimiento total (η) en función de la temperatura de evaporación (t_{evap}) y de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) con Santotherm 55 y MM para $t_2 = 280^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $\Delta t_{\min} = 10^\circ\text{C}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. También se han representado algunas isolíneas de $(T_A - T_D) \leq 100 \text{ K}$.

Otra conclusión que se extrae de la representación anterior es que, dependiendo de las condiciones de operación y de la eficiencia del recuperador, será necesario reducir la temperatura final de sobrecalentamiento por debajo de los 280°C si se desea alcanzar una diferencia $(T_A - T_D)$ de aproximadamente 70 K . Lo anterior es ineludible en el caso sin recuperación, en el que además la temperatura de evaporación deberá situarse en su máximo valor (235°C). En el caso de que $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, dependiendo de la temperatura de condensación se tendrá que tomar $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$ y reducir t_2 o tomar una temperatura de evaporación inferior al valor anterior y mantener t_2 en 280°C . Las situaciones anteriores se presentan en la Figura 5-15.

Para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, de la Figura 5-15a se deriva que en ausencia de recuperación es necesario reducir la temperatura final de sobrecalentamiento hasta unos 249°C para conseguir una diferencia $(T_A - T_D)$ de unos 70 K . Precisamente en torno a ese valor de t_2 se alcanza un mínimo en A_a . Sin embargo, en ese caso el caudal másico de Santotherm 55 necesario se duplica respecto al valor que se tendría si se mantuviese $t_2 = 280^\circ\text{C}$. Cuando se incorpora la recuperación (Figura 5-15b) el valor de t_2 que proporciona una diferencia $(T_A - T_D) \approx 70 \text{ K}$ es 262°C , en cuyo caso el incremento de caudal másico es de un 36.7%

respecto al caso de mantener t_2 en 280°C . En esta última situación la diferencia $(T_A - T_D)$ sería de 93 K.

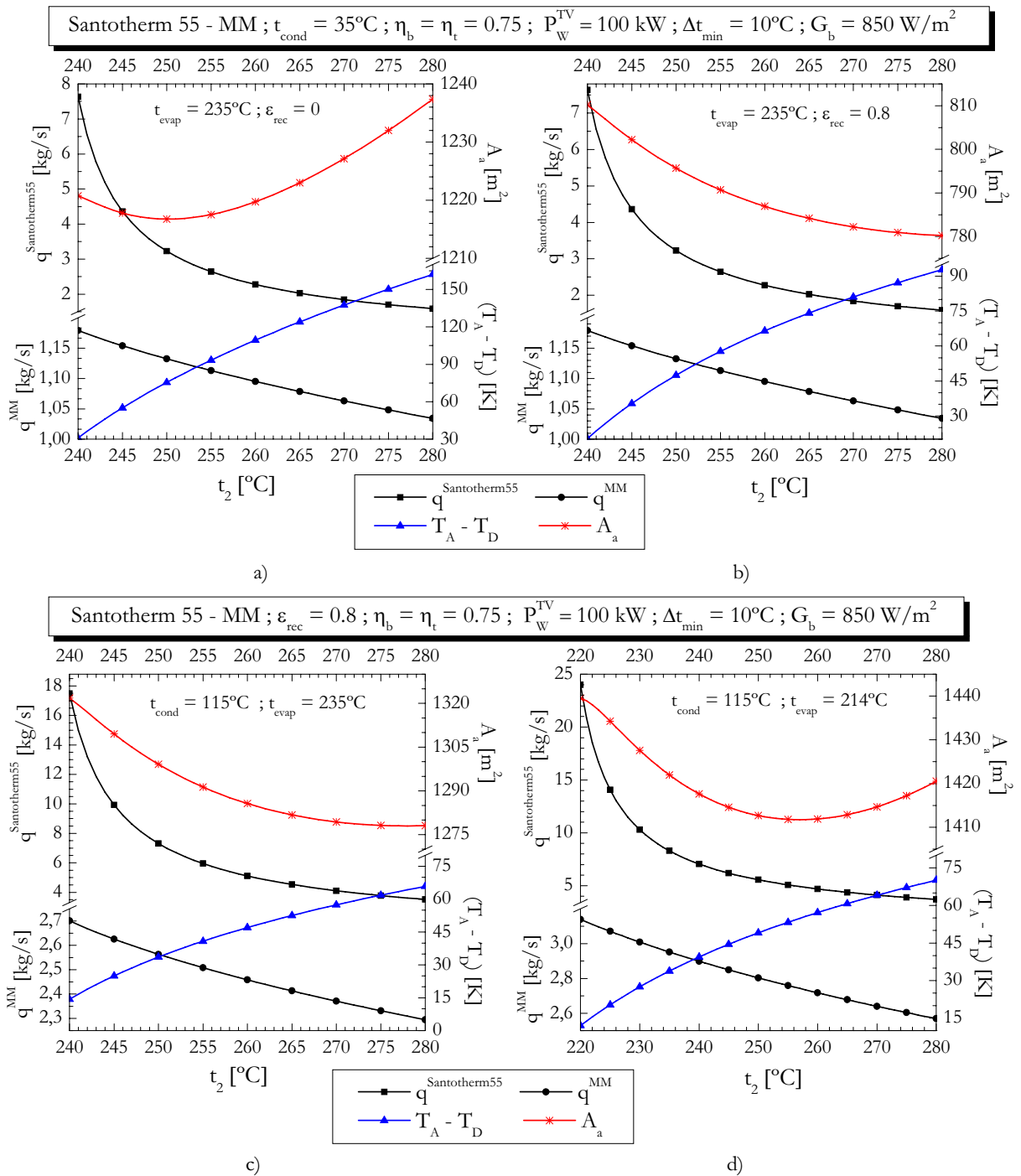


Figura 5-15. Caudal másico de Santotherm 55 y de D4, diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador y superficie de apertura necesaria en el ciclo con a) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ sin recuperación, b) $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ y c) y d) $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$.

Para el caso con recuperación y $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, en la Figura 5-15c se ha representado el caso con $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$ y en la Figura 5-15d el caso con $t_{\text{evap}} = 214^\circ\text{C}$. Para este último se obtiene una diferencia $(T_A - T_D) \approx 70 \text{ K}$ cuando la temperatura final de

sobrecalentamiento es de 280°C. Como se observa, con una temperatura de evaporación de 235°C se puede alcanzar una diferencia ($T_A - T_D$) de 66 K, lo que implica una superficie de apertura de 1278 m². Si se toma $t_{\text{evap}} = 214^\circ\text{C}$, para $t_2 = 280^\circ\text{C}$ se tendría una superficie de apertura de 1420.5 m² y una diferencia ($T_A - T_D$) de 70 K.

En el caso sin recuperación, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$ – no representado – la superficie de apertura necesaria crece siempre con t_2 y el valor de ésta última temperatura que proporciona ($T_A - T_D$) ≈ 70 K se sitúa en los 257°C.

En la Tabla 5-9 se dan los valores de caudales máscicos, diferencia ($T_A - T_D$), número de Reynolds, rendimientos y superficie de apertura en un sistema de 100 kW para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. La Tabla 5-10 es la análoga a la anterior para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

Tabla 5-9. Caudales máscicos de MM y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $G_b = 850 \text{ W/m}^2$, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y $P_W^{T_V} = 100 \text{ kW}$.

Santotherm 55 – MM	$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C} ; t_{\text{evap}} = 235^\circ\text{C}$			
	$\epsilon_{\text{rec}} = 0$		$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$	
t_2 [°C]	249	280	262	280
q^{MM} [kg/s]	1.137	1.034	1.089	1.034
$100 \times \eta_R$	15.11	14.63	23.93	24.39
t_A/t_D [°C]	259/187.3	290/127.9	272/202.3	290/197.2
$(T_A - T_D)$ [K]	71.7	162.1	69.7	92.8
$q^{\text{Santotherm55}}$ [kg/s]	3.394	1.587	2.168	1.587
$(\text{Re}/10^4)^*$	35.1	14.7	25.0	19.3
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	61.75	62.97	60.48	59.87
$100 \times \eta$	9.23	9.17	14.38	14.54
A_a [m ²]	1216	1237	786	780

*Calculado suponiendo un diámetro interno del tubo absorbedor de 0.02 m

Tabla 5-10. Caudales máxicos de MM y Santotherm 55, diferencia de temperaturas de éste último a la entrada y salida del captador, número de Reynolds y rendimientos así como superficie de apertura necesaria para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$ y $P_w^{TV} = 100$ kW.

Santotherm 55 – MM	$t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$			
	$\epsilon_{\text{rec}} = 0$; $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$; $t_{\text{evap}} = 214^{\circ}\text{C}$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$; $t_{\text{evap}} = 214^{\circ}\text{C}$	$\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$; $t_{\text{evap}} = 235^{\circ}\text{C}$
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	257	280	280	280
q^{MM} [kg/s]	2.488	2.295	2.569	2.295
$100 \times \eta_R$	8.84	8.49	13.32	14.61
t_A/t_D [$^{\circ}\text{C}$] ($T_A - T_D$) [K]	267/196.3 70.7	290/172.7 117.3	290/219.9 70.1	290/224.2 65.8
$q^{\text{Santotherm55}}$ [kg/s]	5.575	3.521	3.700	3.521
$(\text{Re}/10^4)^*$	61.6	38.8	49.4	47.9
$100 \times \eta_{\text{IND300}}$	60.98	61.01	58.77	58.56
$100 \times \eta$	5.28	5.12	7.73	8.46
A_a [m^2]	2017	2113	1420	1278

*Calculado suponiendo un diámetro interno del tubo absorbedor de 0.02 m

5.3.4 Resumen de resultados

En un ciclo de potencia solar que genera 100 kW de potencia mecánica en una configuración HTF con el CCP IND300 y Santotherm 55 como fluido de transferencia de calor:

1. Si se desea alcanzar una diferencia de temperaturas a la entrada y salida del captador de unos 70 K es necesario acomodar la temperatura de evaporación en función de la temperatura de condensación y la eficiencia del proceso de recuperación si se utiliza tolueno o D4 como fluido de trabajo del ciclo Rankine. Si se opta por el MM se puede seguir considerando una temperatura de evaporación de 235°C si no se considera proceso de recuperación. Si se tiene en cuenta el proceso anterior, dependiendo de la temperatura de condensación se deberá reducir la temperatura de evaporación por debajo de los 235°C para poder alcanzar la diferencia de 70 K a la entrada/salida del captador.
2. Para una temperatura de condensación de 35°C son posibles valores de la superficie de apertura entre 720 m^2 y 800 m^2 utilizando el proceso de recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) y dependiendo del fluido de trabajo. Sin embargo, si dicho proceso no se contempla, con tolueno son necesarios unos 885 m^2 , lo que representa aproximadamente dos tercios de la superficie de apertura necesaria si se utilizase D4 o MM. Cuando se pasa a condensar a

115°C la superficie de apertura aumenta en al menos un 60% respecto a los valores anteriores.

6 Comparación entre las distintas configuraciones

En esta sección se procede a comparar los parámetros característicos de las cuatro configuraciones estudiadas en las secciones anteriores. En relación al rendimiento de las mismas se considera apropiado establecer como tecnología de referencia más cercana la combinación entre energía solar fotovoltaica y ósmosis inversa. El rendimiento de la conversión energía solar – energía eléctrica mediante efecto fotovoltaico se encuentra entre un 12% y un 15% en el caso de módulos de silicio cristalino y por debajo del 10% en el caso de módulos de silicio amorfo [Burges, 2003]. En nuestro caso, el rendimiento total de cada una de las configuraciones depende fuertemente de la temperatura de condensación en el ciclo termodinámico de Rankine, pudiendo suceder que una misma configuración sea competitiva o no con el caso fotovoltaico dependiendo del valor de dicha temperatura. Por otra parte, la temperatura de condensación y la eficiencia del recuperador son los parámetros que condicionan el ulterior uso de la potencia térmica rechazada por el ciclo Rankine ($P_Q^{x \rightarrow 4}$). Este aprovechamiento tendería a aumentar el rendimiento global del sistema. Por lo tanto, y de manera más importante cuanto mayor sea la temperatura de condensación y menor la eficiencia del recuperador, el hecho de que una configuración no se muestre competitiva respecto de la conversión fotovoltaica actual no implica, de momento, que deba descartarse pues aún no se ha tenido en cuenta el efecto de un aprovechamiento secundario de la potencia térmica rechazada por el ciclo. Lo que sí indicaría el hecho anterior es bajo qué conjunto de parámetros de operación será necesario este aprovechamiento para hacer al sistema competitivo desde el punto de vista del rendimiento.

En la Figura 6-1 se ha representado el rendimiento total de las configuraciones GDV y HTF con el CCP LS-3, tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine y Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y 115°C . Salvo en el caso de la configuración HTF sin recuperación con $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, en los restantes casos se obtiene siempre un rendimiento total superior al 10% en el intervalo de temperaturas de condensación de $35^\circ\text{C} - 115^\circ\text{C}$. Este resultado debe valorarse sin perder de vista que en el cálculo de η no se han incluido las pérdidas por fricción en la circulación del aceite térmico y del fluido de trabajo del ciclo.

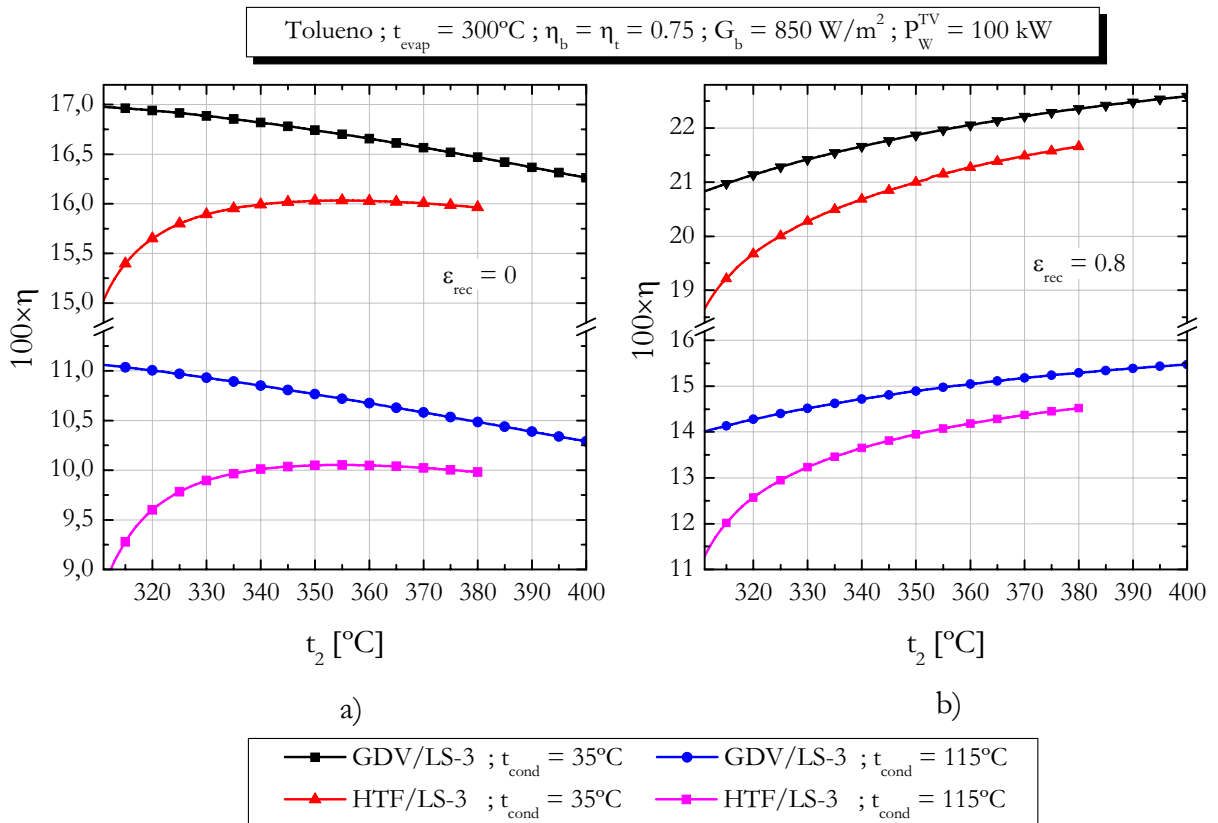


Figura 6-1. Con tolueno, a) rendimiento total del sistema con el CCP LS-3 sin recuperación y b) con recuperación para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y 115°C en las configuraciones de GDV y HTF con Syltherm 800 para $t_{\text{evap}} = 300^{\circ}\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{\text{TV}} = 100 \text{ kW}$.

Como se observa, la diferencia en el rendimiento total obtenido con ambas configuraciones decrece cuando aumenta la temperatura final de sobrecalentamiento, no llegándose nunca a que la configuración HTF sea superior a la GDV en términos de η .

El comportamiento cualitativo de la figura anterior se hace extensible al D4 y al MM, lo que se puede apreciar en la Figura 6-2a para el CCP LS-3 con D4 y en la Figura 6-2b para el IND300 con MM. Debido a los valores de los parámetros para los que se ha hecho dicha representación, en ella se acota el intervalo de valores de rendimiento que pueden alcanzarse en los dos casos, observándose que para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$ sin recuperación el rendimiento total η cae por debajo del 10%.

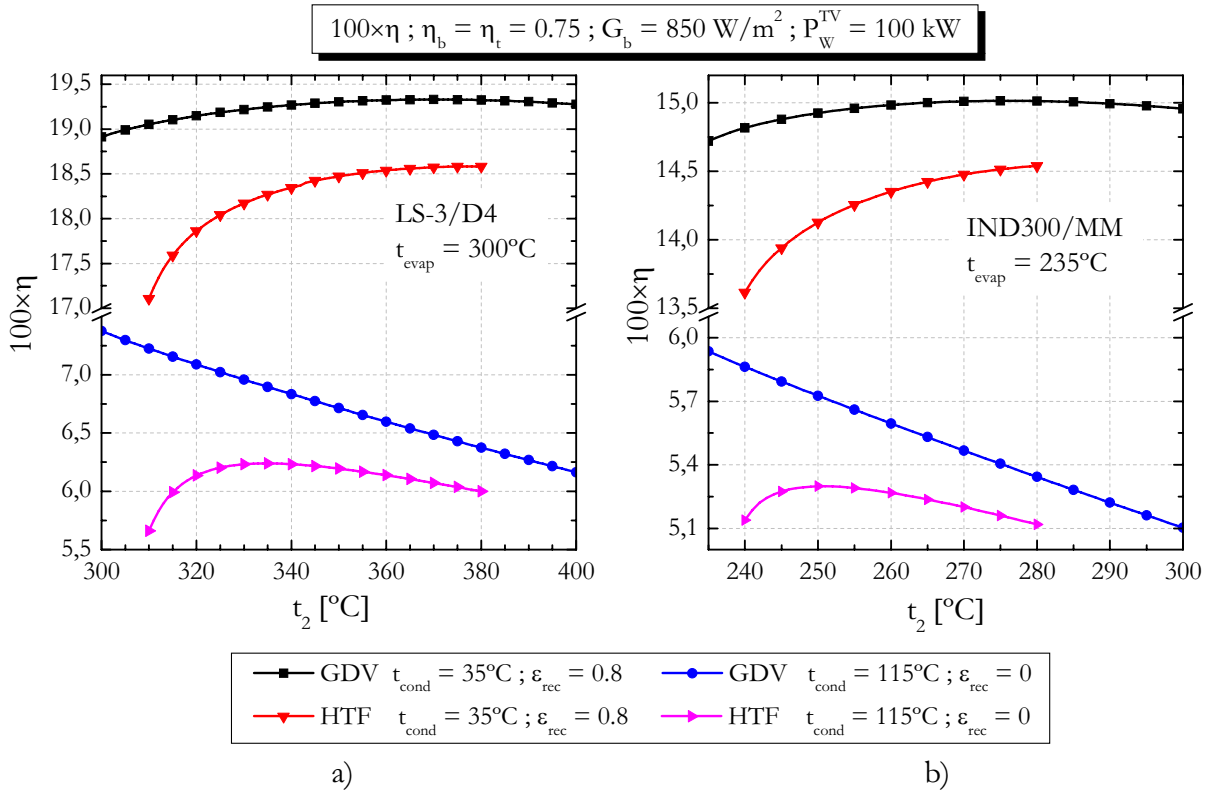


Figura 6-2. Rendimiento total del sistema con a) CCP LS-3 y D4 y b) CCP IND300 y MM con recuperación para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ y sin recuperación para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ en las configuraciones de GDV y HTF para $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$ y $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.

En la Tabla 6-1 y en la Tabla 6-2 se dan los valores de temperatura de evaporación, de final de sobrecalentamiento, del rendimiento total, de la superficie de apertura y de la potencia térmica descargada por el ciclo ($P_Q^{x \rightarrow 4}$) en cada una de las configuraciones consideradas sin y con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) en el ciclo termodinámico de Rankine con tolueno. En el caso de la configuración GDV/LS3 se dan los valores anteriores para unas condiciones de operación del ciclo óptimas – considerando una temperatura máxima del tolueno de 380°C – y también para las mismas condiciones de operación que las de la configuración HTF con Syltherm 800 como fluido de transferencia de calor y una diferencia ($T_A - T_D$) de 100 K. Dependiendo de la configuración, la potencia térmica puede aumentar entre un 57% y un 97% cuando se pasa de $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$ a $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$.

En el caso de las configuraciones con el CCP IND300, el margen de competitividad respecto a un sistema fotovoltaico es más estrecho. En este caso se hace absolutamente necesario el aprovechamiento de la potencia térmica descargada por el ciclo Rankine con el objeto de incrementar el rendimiento total siendo el caso más evidente el que se muestra en la Tabla 6-2. En dicha tabla se observa también que la potencia térmica rechazada oscila entre los 500 kW y los 620 kW cuando no hay recuperación en el ciclo Rankine y con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ en la configuración HTF/IND300 y entre 330 kW y 400 kW en el resto de los casos expresados en la tabla. Suponiendo un ciclo Rankine inferior con un

rendimiento térmico del 12% es posible obtener a partir de los valores anteriores de $P_Q^{x \rightarrow 4}$ entre 40 kW - 75 kW extraíbles como potencia eléctrica.

Tabla 6-1. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con tolueno en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

Tolueno, $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_W^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	300/300	300/300	300/300	300/300	254.1/243.9
$t_2 [^\circ\text{C}]$	300/380	326.0/337.3	326.0/337.3	300/300	280/280
$100 \times \eta$	16.99/22.35	16.91/21.60	15.82/20.58	14.85/17.23	12.96/15.93
$A_a [\text{m}^2]$	672.7/514.4	677.7/531.0	686.9/534.8	769.2/663.2	885.5/723.0
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	318.4/209.8	319.2/224.6	319.2/224.6	318.4/247.8	344.8/263.3

Tabla 6-2. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con tolueno en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

Tolueno, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_W^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	300/300	300/300	300/300	300/300	244.2/222.8
$t_2 [^\circ\text{C}]$	300/380	334.1/355.7	334.1/355.7	300/300	280/280
$100 \times \eta$	11.11/15.29	10.9/14.98	9.95/14.09	9.35/11.1	7.59/9.05
$A_a [\text{m}^2]$	999.4/735.9	1026.5/749.0	1034/750.3	1187.1/999.2	1483.2/1255.6
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	518.3/340.7	530.4/352.7	530.4/352.7	518.3/404.2	645.2/530.7

La Tabla 6-3 y la Tabla 6-4 son análogas a las dos anteriores pero para el D4. En este caso, el valor escogido para la temperatura final de sobrecalentamiento en la configuración GDV/LS-3 es el que maximiza el rendimiento total (ver Figura 4-9, sección 4.1.3). Como se ha venido observando a lo largo del capítulo, en este caso el efecto de la recuperación es mayor que en el caso del tolueno. Este efecto se puede apreciar también en el valor de $P_Q^{x \rightarrow 4}$, el cual también es mayor que en el caso del tolueno.

Tabla 6-3. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con D4 en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

D4, $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	300/300	300/300	300/300	300/300	230./245.2
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	300/365	314.4/338.3	314.4/338.3	300/300	250/280
$100 \times \eta$	11.52/19.33	11.29/19.26	10.26/18.32	10.21/15.68	9.06/14.5
$A_a [\text{m}^2]$	1002.6/599.2	1023.5/600.7	1039.5/603.1	1131.7/736.7	1272.8/798.7
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	525.6/260.2	536.8/264.9	536.8/264.9	525.6/275.8	568.4/300.6

Tabla 6-4. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con D4 en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

D4, $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	300/300	300/300	300/300	300/300	257.6/209.8
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	300/363	321.1/376.0	321.1/376.0	300/300	280/280
$100 \times \eta$	7.38/12.78	7.07/12.77	6.15/11.87	6.28/10.04	5.34/7.41
$A_a [\text{m}^2]$	1532/889.9	1602.0/891.5	1614.3/893.6	1797.9/1125.2	2107.4/1547.3
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	848.7/431.9	887.7/429.6	887.7/429.6	848.7/456.1	957.0/675.6

Las dos tablas siguientes corresponden al MM, en las que se ha escogido el valor de 350°C y 375°C para la temperatura final de sobrecalentamiento en la configuración GDV/LS3 con recuperación pues a partir de ese valor el rendimiento total prácticamente es constante (ver, Figura 4-10, sección 4.1.3). En este caso, $P_Q^{x \rightarrow 4}$ es mayor que en los dos fluidos anteriores llegando a situarse casi en 1 MW en las condiciones del ciclo de peor rendimiento. Para este fluido es todavía más importante considerar el posterior uso de $P_Q^{x \rightarrow 4}$ con el objeto de compensar su menor rendimiento térmico.

Tabla 6-5. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con MM en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

MM, $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	235/235	235/235	235/235	235/235	235/235
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	235/375	258/289.6	258/289.6	235/270	248.6/262.2
$100 \times \eta$	11.30/18.26	11.0/17.80	10.12/16.98	10.32/15.01	9.23/14.39
$A_a [\text{m}^2]$	1004.0/627.3	1035.6/641.5	1036.9/640.1	1100.2/759.5	1216.8/785.6
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	532.0/279.3	549.8/297.1	549.8/297.4	532.0/304.4	542.8/307.7

Tabla 6-6. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con MM en sus distintas configuraciones para $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$. Los datos de cada celda corresponden al ciclo sin recuperación/con recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$).

MM, $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$, $G_b = 850 \text{ W/m}^2$					
Proceso/ CCP	GDV/LS3		HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	235/235	235/235	235/235	235/235	235/214.4
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	235/350	272.1/336.3	272.1/336.3	235/280	256.7/280
$100 \times \eta$	6.72/10.93	6.27/10.90	5.43/10.03	5.94/8.79	5.28/7.75
$A_a [\text{m}^2]$	1602.8/1015	1743.8/1015.7	1738.1/1016.0	1816.1/1247.4	2016.0/1417.1
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	905.4/516.2	987.3/519.7	987.3/519.7	905.4/544.3	954.5/614.6

Por último, se recuerda que los rendimientos expuestos en las gráficas y tablas anteriores corresponden al caso de un sistema sin pérdidas. Por lo tanto, dada una superficie de apertura, el rendimiento total de un sistema real será algo menor al expresado en las dos tablas anteriores.

7 Conclusiones

Las experiencias de ciclos de potencia solar con tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine son escasas y las existentes datan de finales de los años setenta y principios de los ochenta del siglo pasado.

Los cuatro siloxanos considerados inicialmente como posibles fluidos de trabajo presentan una mayor dependencia de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación que el tolueno.

En relación al ciclo termodinámico de Rankine con tolueno, octametilciclotetrasiloxano (D4) y hexametidisiloxano (MM) como fluidos de trabajo:

- En el ciclo sin recuperación, el sobrecalentamiento no produce un incremento del rendimiento térmico del ciclo (η_R) por lo que es el ciclo con vapor saturado seco el que mayor valor de η_R exhibe. En esta modalidad, el tolueno es, con diferencia, el fluido que mayor η_R proporciona frente al D4 y al MM. Cuando se usa tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine con vapor saturado a 300°C sin recuperación el incremento relativo en η_R se sitúa en torno al 50% respecto al obtenido con D4 y en torno al 50%-65% respecto al obtenido con MM para una temperatura de evaporación de estos dos fluidos de 300°C y 235°C respectivamente. En esta configuración del ciclo la diferencia entre el D4 y el MM es muy pequeña y creciente con la temperatura de condensación, situándose por debajo del 10% el incremento relativo de η_R cuando se usa D4 en lugar de MM.
- La incorporación del proceso de recuperación en el ciclo con vapor saturado con un valor representativo de la eficiencia del recuperador (ϵ_{rec}) de 0.8 supone un aumento en el η_R mucho más importante en el D4 y el MM que en el tolueno, situándose la mejora relativa en el ciclo ideal por encima del 55% para el D4, del 38% para el MM y del 12% para el tolueno. Los porcentajes anteriores aumentan en el ciclo real pues el potencial de recuperación en ese caso es mayor.
- La combinación del proceso de recuperación y de sobrecalentamiento en el ciclo supone un incremento de η_R respecto del ciclo con recuperación y vapor saturado sólo si la recuperación tiene lugar a partir de determinados valores de ϵ_{rec} . Para las condiciones de operación analizadas estos valores se encuentran entre 0.35-0.44 para el tolueno y entre 0.67-0.73 para el D4 y el MM. En relación al proceso de recuperación, el efecto del sobrecalentamiento sobre η_R es mucho menos importante. El sobrecalentamiento desde 300°C a 400°C en el ciclo con $\epsilon_{rec} = 0.8$ supone un incremento de η_R en torno al 14%-18% en el caso del tolueno y en torno

al 5% en el caso de D4 y el MM. Para el MM, el sobrecalentamiento desde 235°C a 300°C en el ciclo con $\epsilon_{rec} = 0.8$ supone un incremento del η_R entre un 8%-13%.

En un ciclo de potencia solar en una configuración de generación directa de vapor (GDV) con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo, los resultados cualitativos encontrados para el rendimiento térmico del ciclo Rankine se reflejan en el rendimiento del ciclo de potencia solar (η) y por ende, en la superficie de apertura (A_a) correspondiente a un sistema que genere 100 kW de potencia mecánica. En ese sentido, si se utiliza el modelo LS-3 de captador cilindro-parabólico en la parte solar del ciclo:

- η se encuentra entre un 17% y un 11% si se adopta el tolueno y entre un 11% y 6.7% si se adopta D4 o MM como fluidos de trabajo en el ciclo con vapor saturado sin recuperación y t_{cond} entre 35°C y 115°C. Consiguientemente, la superficie de apertura necesaria se encuentra entre 670 m² y 1000 m² si se adopta el tolueno y entre 1000 m² y 1600 m² si se adopta D4 o MM como fluidos de trabajo en el ciclo.
- El máximo valor de η se encuentra entre el 22.5% y el 15.5% si se adopta el tolueno, entre el 19.3% y el 12.8% si se adopta el D4 y entre el 18.3% y el 11% si se adopta el MM como fluido de trabajo del ciclo con sobrecalentamiento y recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) y t_{cond} entre 35°C y 115°C. Consiguientemente A_a se encuentra entre 500 m² y 730 m² si se adopta el tolueno, entre 600 m² y 890 m² si se adopta el D4 y entre 625 m² y 1015 m² si se adopta el MM como fluido de trabajo del ciclo.
- El proceso de sobrecalentamiento en el ciclo de potencia solar supone una reducción en el caudal másico de fluido necesario circulando por el interior de los tubos absorbedores del CCP. Por razones hidrodinámicas este efecto es importante en un sistema de GDV por lo que se recomienda la consideración de la etapa de sobrecalentamiento con el objetivo principal de adaptar el caudal másico de fluido a las condiciones idóneas en su circulación por los tubos absorbedores y como objetivo de segundo orden la mejora en el rendimiento del ciclo de potencia.

En el caso de utilizar el modelo de CCP IND300:

- El máximo valor de η se encuentra entre el 15% – 9% si se adopta el tolueno y entre 10.3% – 6% si se adopta D4 o MM como fluidos de trabajo en el ciclo con vapor saturado sin recuperación y t_{cond} entre 35°C y 115°C. En ese caso la superficie de apertura necesaria se encontraría entre 770 m² y 1200 m² si se adopta el tolueno y entre 1130 m² y 1820 m² si se adopta D4 o MM como fluidos de trabajo en el ciclo.
- El máximo valor η se encuentra entre 17.3% – 11% si se adopta el tolueno, entre el 16% – 10% si se adopta el D4 y entre el 15% – 8.80% si se adopta el MM como fluido de trabajo del ciclo con recuperación $\epsilon_{rec} = 0.8$ y t_{cond} entre 35°C y 115°C. En ese caso

la superficie de apertura necesaria se encontraría entre 660 m² y 1000 m² si se adopta el tolueno, entre 730 m² y 1130 m² si se adopta el D4 y entre 760 m² y 1250 m² si se adopta el MM como fluido de trabajo del ciclo.

En una configuración del ciclo de potencia solar con fluido de transferencia de calor (HTF) se observa un comportamiento similar en η al observado en la configuración de GDV respecto al proceso de recuperación y sobrecalentamiento. Cuando se introduce el proceso de recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) y el sobrecalentamiento necesario para alcanzar una diferencia de temperaturas del aceite térmico a la entrada/salida del CCP LS-3 de 100 K, el descenso en el η respecto al ciclo en GDV con idénticas condiciones de operación se sitúa en torno al 5% en el caso del tolueno y al 5%-8% en el caso del D4 y el MM.

Si se utiliza el CCP IND300 con Santotherm55, cuando se introduce el proceso de recuperación ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$) y el sobrecalentamiento necesario para alcanzar una diferencia de temperaturas del aceite térmico a la entrada/salida del CCP de 70 K, el descenso en el η respecto al ciclo en GDV con idénticas condiciones de operación se sitúa en torno al 8%-18.5% en el caso del tolueno, en torno al 7.5%-26% en el caso del D4 y en torno al 4%-12% en el caso del MM.

En el caso de la configuración HTF, aumentar la temperatura final de sobrecalentamiento implica también una reducción en el caudal másico de aceite térmico por lo que la importancia de dicha etapa es aún mayor en esta configuración pues permite adaptar el caudal másico de aceite térmico circulando por el interior del tubo absorbedor del CCP.

La potencia térmica descargada por el ciclo de potencia solar ($P_Q^{x \rightarrow 4}$) crece cuando lo hace la temperatura de condensación y se reduce la eficiencia del recuperador. Los valores de t_{cond} y ϵ_{rec} deben ser optimizados dependiendo de la aplicación en la que se utilice $P_Q^{x \rightarrow 4}$, es decir, la optimización debe hacerse analizando al sistema globalmente.

Los resultados obtenidos implican la necesidad de realizar el análisis económico del sistema – fundamentalmente en relación a la parte solar térmica – para establecer la configuración y captador que proporcione un mejor comportamiento desde un punto de vista termoeconómico. Lo anterior puede depender de la utilidad posterior de la potencia mecánica generada y la potencia térmica descargada por el ciclo solar.

8 Referencias

- ACHARYA , S. K.; W. ROETZEL; J. HUSSAIN. Refrigerants as working fluid in a CPC collector system for electric power generation. *Renewable Energy*. 1993, vol. 3, p. 757-761.
- ANGELINO, G.; P. COLONNA. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*. 1998, vol. 23, p. 449-463.
- BARBER, R. E. Current costs of solar powered organic Rankine cycle engines. *Solar Energy*. 1978, vol. 20, p. 1-6.
- BROWN, B. P.; B. M. ARGROW. Application of Bethe-Zel'dovich-Thompson fluids in organic Rankine cycle engines. *Journal of Propulsion and Power*. 2000, vol. 16, p. 1118-1124.
- BURGES, K. *PV powered desalination*. The Middle East Desalination Research Center, 2003. Disponible en < <http://www.medrc.org/> >. [Última consulta: 10 de agosto de 2006].
- CHERESOURCES.COM. *Pinch technology: basics for the beginners*. Disponible en < <http://www.solarpaces.org/pinchtech.pdf> >. [Última consulta 10 de agosto de 2005].
- COLONNA, P.; S. REBAY; P. SILVA. *Computer simulations of dense gas flows using complex equations of state for pure fluids and mixtures and state of the art numerical schemes. Theory and models of the zFlow computer program*. 2002. Disponible en <[http://www.3me.tudelft.nl/live/binaries/98e0f52f-d0a1-443d-9edc-ebaea79ed626/doc/zFlowReport\[1\].pdf](http://www.3me.tudelft.nl/live/binaries/98e0f52f-d0a1-443d-9edc-ebaea79ed626/doc/zFlowReport[1].pdf)>. [Última consulta 10 de agosto de 2005].
- COLONNA, P.; P. SILVA. Dense Gas Thermodynamic Properties of Single and Multicomponent Fluids for Fluid Dynamics Simulations. *Journals of Fluids Engineering*. 2003, vol. 125, p. 414-427.
- COLONNA, P.; N. R. NANNAN; A. GUARDONE ; E. W. LEMMON. Multiparameters equations of state for selected siloxanes. *Fluid Phase Equilibria*. 2006, vol. 244, p. 193-211.
- CURRAN, H. M. Use of Organic Working Fluids in Rankine Engines. *Journal of Energy*. 1981, vol. 5, n° 4, p. 218-223.
- HASSANI. Modular Solar Electric Power (MSEP) Systems. *Third Annual Parabolic Trough Workshop Proceedings*. Madison, Wisconsin (EEUU), 18 de junio de 2000. Disponible en <http://www.eere.energy.gov/troughnet/pdfs/hassani_smallmod_troughplants.pdf>. [Última consulta 10 de marzo de 2006].
- LARSON, D. L.; C. D. SANDS; C. TOWLE; D. D. FANGMEIER. Evaluation of solar energy for irrigation pumping. *Transactions of the ASAE*. 1978, vol. 21, p. 110-115.
- LARSON, D. L. Utilization of an On-Farm Solar Powered Pumping Plant. *Transactions of the ASAE*. 1979, vol. 22, p. 1106-1114.
- LARSON, D. L. Management of an on-farm grid connected solar thermal electric power plant. *Applied Engineering in Agriculture*. 1986, vol. 2, p. 228-233.

- a) LARSON, D. L. Performance of the Coolidge Solar Thermal Electric Power Plant. *Journal of Solar Energy Engineering*. 1987, vol. 109, p. 2-8.
- b) LARSON, D. L. Operational evaluation of the grid-connected Coolidge Solar Thermal Electric Power Plant. *Solar Energy*. 1987, vol. 38, p. 11-24.
- LEE, K. M.; S. F. KUO; M. L. CHIEN; Y. S. SHIH. Parameter analysis on organic Rankine cycle energy recovery system. *Energy Conversion and Management*. 1988, vol. 28, p. 129-136.
- LEMMON, E. W.; R. SPAN. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids. *Journal of Chemical and Engineering Data*. 2006, vol. 51, n° 3, p. 785-850.
- LOIKITS TECHNOLOGIES, INC. <<http://www.loikits.com/800SI.html>>. [Fecha de consulta : 25 de octubre de 2005].
- MAIZZA, V.; A. MAIZZA. Unconventional working fluids in organic Rankine – cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering*. 2001, vol. 21, p. 381-390.
- PRICE, H.; V. HASSANI. *Modular Trough Power Plant. Cycle and Systems Analysis*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2002. Disponible en <<http://www.nrel.gov/docs/fy02osti/31240.pdf>>. [Última consulta 15 de junio de 2005].
- SCHMIDT, G. ; P. SCHMID ; H. ZEWEEN ; S. MOUSTAFA. Development of a point focusing collector farm system. *Solar Energy*. 1983, vol. 31, n° 3, p. 299-311.
- SOLEL, Solar Systems Ltd. 2006. Disponible en http://solel.com/products/dpower/isolar_fields/. [Última consulta 15 de enero de 2006].
- SOLUTIA, INC. 2000. *THERMINOL 55. Heat Transfer Fluid by Solutia*. Disponible en <http://www.therminol.com/pages/bulletins/therminol_55.pdf>. [Última consulta: 9 de agosto de 2006].
- STINE, W. B.; M. GEYER. “Power Cycles for Electricity Generation”. En: *Power from the Sun*. 2001. <<http://www.powerfromthesun.net/chapter12/Chapter12new.htm>>. [Última consulta: 24 de enero de 2005].
- ZARZA MOYA, E. Direct Steam Generation. The DISS Project. En: *Solar Thermal Electricity Generation. Lectures from the Summer School at the Plataforma Solar de Almería*. Madrid: Editorial CIEMAT. 2001. p. 81-112. ISBN 84-7834-398-9.
- ZARZA MOYA, E. “Generación Directa de Vapor con Colectores Solares Cilindro Parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS)”. Tesis doctoral inédita. Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos. Universidad de Sevilla. 7 de noviembre de 2003.
- ZARZA MOYA, E. 2005. Comunicación personal.

Anexo A

Tabla A-1. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ) y conductividad térmica (k) del tolueno en estado de vapor sobrecalentado. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.

$\mu_{sob}^{(v)} [\mu Pa \cdot s] = 6.338982 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 - 1.602562 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 1.519286 \cdot 10^{-1} \cdot T^2 - 63.99838 \cdot T + 1.011961 \cdot 10^4 \quad (573.15K - 663.15K)$
$k_{sob}^{(v)} [W / m \cdot K] = 4.412816 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 1.115989 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 1.058577 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 4.463148 \cdot 10^{-1} \cdot T + 70.60818 \quad (573.15K - 663.15K)$

Tabla A-2. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k), capacidad térmica isóbara específica (c_p) y densidad (ρ) del Syltherm 800 en estado líquido. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.

$\mu^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = 6.672331 \cdot 10^{-7} \cdot T^4 - 1.566003 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 1.388285 \cdot T^2 - 5.541277 \cdot 10^2 \cdot T + 8.486612 \cdot 10^4 \quad (373.15K - 673.15K)$
$k^{(l)} [W / m \cdot K] = -5.753496 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 - 1.875266 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1.900210 \cdot 10^{-1} \quad (283.15K - 673.15K)$
$c_p^{(l)} [kJ / kg \cdot K] = 0.001708 \cdot T + 1.107798 \quad (283.15K - 673.15K)$
$\rho^{(l)} [kg / m^3] = -6.061657 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 4.153495 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1.105702 \cdot 10^3 \quad (283.15K - 673.15K)$

Tabla A-3. Correlaciones para la viscosidad dinámica (μ), conductividad térmica (k), capacidad térmica isóbara específica (c_p) y densidad (ρ) del Santotherm 55 en estado líquido. Entre paréntesis se da el intervalo de validez de las mismas.

$\mu^{(l)} [\mu Pa \cdot s] = 2.893004 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 - 6.067566 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 4.780105 \cdot T^2 - 1.680607 \cdot 10^3 \cdot T + 2.235082 \cdot 10^5 \quad (377.15K - 589.15K)$
$k^{(l)} [W / m \cdot K] = -4.980769 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 - 1.128051 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1.619090 \cdot 10^{-1} \quad (244.15K - 589.15K)$
$c_p^{(l)} [kJ / kg \cdot K] = 0.0035222 \cdot T + 0.8763955 \quad (289.15K - 589.15K)$
$\rho^{(l)} [kg / m^3] = -2.076664 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 5.328676 \cdot 10^{-1} \cdot T + 1.046198 \cdot 10^3 \quad (244.15K - 589.15K)$

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 4

Análisis del ciclo Rankine con tecnologías solares de baja temperatura y
diferentes fluidos de trabajo

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Análisis del ciclo Rankine con tecnologías solares de baja temperatura y diferentes fluidos de trabajo

Resumen

Se ha realizado el análisis del ciclo de potencia solar con captadores solares térmicos de baja temperatura – parabólicos compuestos, planos y de tubo de vacío – como posible fuente de energía mecánica para una unidad de desalación por ósmosis inversa. Los resultados obtenidos indican que es posible alcanzar rendimientos térmicos del ciclo Rankine ideal sin recuperación ni sobrecalentamiento de hasta un 15% para temperaturas de evaporación en torno a 100°C si se utiliza amoníaco, R134a, R152a, propano, R227ea, butano, isobutano, pentano, isopentano y neopentano como fluidos de trabajo. Con estos tres últimos fluidos es posible alcanzar rendimientos térmicos del orden del 20% para temperaturas de evaporación de unos 150°C. El efecto del proceso de recuperación de calor en los niveles de temperatura de evaporación analizados se sitúa por debajo del 18% en el mejor de los casos, esto es, con pentano e isopentano como fluidos de trabajo y una temperatura de evaporación en el ciclo de 150°C. En un ciclo de potencia solar de pequeña potencia el rendimiento estimado con cuatro modelos diferentes de captadores se sitúa entre el 5% y el 10%, tanto si en el ciclo Rankine se considera la opción del sobrecalentamiento y/o recuperación de calor como si no. En el mejor de los casos, esto es, utilizando el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 con pentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine con recuperación y una temperatura de condensación en el mismo de 35°C, el rendimiento total se sitúa en el 9.8% y en el 7.9% en una configuración del ciclo de generación directa de vapor y de fluido de transferencia de calor respectivamente.

Los reducidos valores del rendimiento total implican una mayor potencia térmica descarga por el ciclo respecto a un ciclo de media temperatura e idéntica potencia mecánica generada por lo que el análisis de dicho aprovechamiento es más importante en el caso de un sistema de baja temperatura. Sin embargo, debido a los menores valores de la temperatura de condensación en el ciclo el abanico de aplicaciones susceptibles de dar utilidad a dicha energía térmica es menor.

Índice de materias

RESUMEN	253
ÍNDICE DE MATERIAS	255
ÍNDICE DE FIGURAS	257
ÍNDICE DE TABLAS	259
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	261
SUBÍNDICES	261
SUPERÍNDICES	262
GLOSARIO DE SIGLAS	262
0 PRESENTACIÓN	263
1 MOTOR TÉRMICO CON CAPTADOR SOLAR DE BAJA TEMPERATURA	265
1.1 CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS CONSIDERADOS	265
1.2 FLUIDOS DE TRABAJO CONSIDERADOS	267
1.2.1 <i>Parámetros críticos y puntos de ebullición y fusión normales</i>	267
1.2.2 <i>Carácter seco, húmedo o isoentrópico de los fluidos considerados</i>	268
1.2.3 <i>Curvas de equilibrio líquido – vapor e intervalos de variación de los parámetros de operación del ciclo.</i>	269
1.3 RENDIMIENTO DEL CICLO SOLAR CON CAPTADOR SOLAR TÉRMICO DE BAJA TEMPERATURA.....	271
1.3.1 <i>Resultados para fluidos húmedos: amoníaco, propano, R134a y R152a</i>	272
1.3.2 <i>Resultados para fluidos secos: butano, isobutano, isopentano, neopentano y R227ea</i>	278
1.4 SEGURIDAD Y TOXICIDAD	283
1.5 PRESELECCIÓN DE FLUIDOS	285
2 MEJORA DE LA OPERACIÓN Y EL RENDIMIENTO MEDIANTE SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR Y RECUPERACIÓN DE CALOR	286
3 TECNOLOGÍA HTF CON PENTANO COMO FLUIDO DE TRABAJO EN EL CICLO RANKINE Y AGUA COMO FLUIDO PORTADOR	289
4 RESUMEN DE RESULTADOS	292
5 CONCLUSIONES	293
6 REFERENCIAS	294
ANEXO A: ECUACIONES DE ESTADO MULTIPARAMÉTRICAS DE LOS FLUIDOS CONSIDERADOS	296

Índice de figuras

Figura 1-1. Rendimiento del CPC AoSol 1.12X, VITOSOL 100, plano avanzado de SHÜCO y VITOSOL 300 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$	266
Figura 1-2. Derivada de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación para a) el amoníaco, propano, R134a y R152a y b) butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea.	268
Figura 1-3. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de condensación $30^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}$	269
Figura 1-4. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos húmedos en el intervalo de temperaturas $70^\circ\text{C} - t_c$	270
Figura 1-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal (η_R) y título del vapor tras la expansión (x_3) con a) amoníaco y b) propano frente a la temperatura de condensación y evaporación.	272
Figura 1-6. Rendimiento térmico (η_R) del ciclo Rankine ideal y título del vapor tras la expansión (x_3) con a) R134a y b) R152a frente a la temperatura de condensación y evaporación.	273
Figura 1-7. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal (η_R) y temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) en trazo discontinuo necesaria para alcanzar un título del vapor del estado 3 (x_3) de 0.90 en función de la temperatura de condensación y evaporación con amoníaco como fluido de trabajo.	274
Figura 1-8. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el CPC AoSol 1.12X y amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo para $G_{ef} = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$	275
Figura 1-9. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador VITOSOL 100 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$	275
Figura 1-10. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador plano avanzado de SHÜCO para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$	276
Figura 1-11. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador VITOSOL 300 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$	276
Figura 1-12. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) butano y b) isobutano como fluidos de trabajo.	278
Figura 1-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) isopentano y b) neopentano como fluidos de trabajo.	279
Figura 1-14. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) pentano y b) R227ea como fluidos de trabajo.	279
Figura 1-15. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el CPC AoSol 1.12X y butano, isobutano, pentano, isopentano neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G_{ef} = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$	280

Figura 1-16. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador plano VITOSOL 100 y butano, isobutano, pentano, isopentano neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$281

Figura 1-17. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador plano avanzado de SHÜCO y butano, isobutano, pentano, isopentano neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$281

Figura 1-18. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 y butano, isobutano, pentano, isopentano neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$282

Figura 3-1. Rendimiento total del ciclo solar con cada uno de los captadores considerados en una configuración HTF con pentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine con recuperación y agua como fluido de transferencia de calor.290

Índice de tablas

Tabla 1-1. Coeficientes característicos de la curva de rendimiento (a_1 , a_2 y a_3) de los cuatro captadores solares térmicos considerados.....	267
Tabla 1-2. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal para cada uno de los fluidos considerados para el motor solar captadores de baja temperatura junto con la referencia de la que proceden.....	267
Tabla 1-3. Intervalos de variación seleccionados de la temperatura y presión de condensación y evaporación para cada uno de los fluidos de trabajo considerados en el motor térmico solar con captadores de baja temperatura.....	271
Tabla 1-4. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) y rendimiento total con amoníaco, propano, R134a y R152a y cada uno de los captadores para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C.....	277
Tabla 1-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) y rendimiento total con butano, isobutano, pentano, isopentano, pentano y R227ea y cada uno de los captadores para una temperatura de condensación de 35°C.....	282
Tabla 1-6. TLV-TWA, temperatura de autoignición y límites de explosividad de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con captador de baja temperatura.....	284
Tabla 1-7. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine sin sobrecalentamiento ni recuperación y rendimiento total con cada uno de los cuatro captadores considerados y amoníaco, R152a, butano, pentano e isopentano como fluidos de trabajo.....	286
Tabla 2-1. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación y rendimiento total con cada uno de los cuatro captadores considerados y amoníaco, R152a, butano, pentano e isopentano como fluidos de trabajo.....	287
Tabla 3-1. Temperatura de evaporación que maximiza el rendimiento total y rendimiento térmico del ciclo Rankine con pentano y rendimiento total en dicho máximo para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $G = 1000 \text{ W/m}^2$	291
Tabla 3-2. Temperatura de evaporación y de final de sobrecalentamiento que maximiza el rendimiento total y rendimiento térmico del ciclo Rankine con pentano y rendimiento total en dicho máximo para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0$, $G = 1000 \text{ W/m}^2$..	291

Glosario de símbolos

a_1	coeficiente de la curva de rendimiento del captador solar [adimensional]
a_2	coeficiente de la curva de rendimiento del captador solar [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}/\text{K}$]
a_3	coeficientes de la curva de rendimiento del captador solar [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}/\text{K}^2$]
C_g	factor de concentración geométrica [adimensional]
f	función de Helmholtz [J]
F'	factor de eficiencia del captador [adimensional]
G	irradiancia solar [W/m^2]
M	masa molar [g/mol]
p	presión [kPa]
Q	energía intercambiada en forma de calor [J]
R	constante de los gases [J/mol·K]
R134a	denominación simbólico numérica del 1,1,1,2-Tetrafluoretano
R152a	denominación simbólico numérica del 1,1-Difluoretano
R227ea	denominación simbólico numérica del 1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropano
s	entropía específica [kJ/kg]
t	temperatura [°C]
T	temperatura [K]
U_L	coeficiente de pérdidas térmicas [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]
W	energía intercambiada en forma de trabajo [J]
x	título del vapor [adimensional]
ϵ_{rec}	eficiencia del recuperador [adimensional]
τ	temperatura reducida inversa [adimensional]
ρ	densidad [kg/m^3]
η	rendimiento [adimensional]
Φ	función de Helmholtz adimensional
δ	densidad reducida [adimensional]
Δt_{min}	diferencia mínima de temperaturas entre el flujo de fluido portador y el flujo de fluido de trabajo del ciclo Rankine

Subíndices

A	relativo al estado del agua a la salida del captador
amb	relativo a la temperatura ambiente
b	relativo a la irradiancia solar directa o al rendimiento de la bomba
c	relativo al punto crítico
$cond$	relativo al proceso de condensación en el ciclo Rankine
d	relativo a la irradiancia solar difusa
ef	relativo a la irradiancia solar efectiva
$evap$	relativo al proceso de evaporización en el ciclo Rankine
op	relativo a la temperatura de operación del captador
opt	relativo al rendimiento óptico
PEN	relativo al punto de ebullición normal

PFN	relativo al punto de fusión normal
r	relativo al parámetro de reducción de la densidad o la temperatura
R	relativo al ciclo Rankine
sat	relativo al estado de saturación
t	relativo a al rendimiento de la turbina de vapor
1, 2, 3, 4	relativos a estados del ciclo Rankine

Superíndices

0	relativo a la contribución de gas ideal de la función de Helmholtz
r	relativo a la contribución residual de la función de Helmholtz
v	relativo al vapor saturado
min	relativo al valor mínimo de las condiciones de operación del ciclo Rankine
max	relativo al valor máximo de las condiciones de operación del ciclo Rankine

Glosario de siglas

ACGIH	American Conference of Governmental Industrial Hygienists
CCP	Captador Cilindro-Parabólico
CFC	CloroFluoroCarburo
CPC	Captador Parabólico Compuesto
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
CST	Captador Solar Térmico
GDV	Generación Directa de Vapor
HCFC	HidroCloroFluoroCarburos
HTF	Heat Transfer Fluid
NIST	National Institute of Standards and Technology
OI	Ósmosis Inversa
PEN	Punto de Ebullición Normal
PFN	Punto de Fusión Normal
TLV	Threshold Limit Value
TV	Turbina de Vapor
TWA	Time Weighted Average

Capítulo 4. Análisis del ciclo Rankine con tecnologías solares de baja temperatura y diferentes fluidos de trabajo

0 Presentación

En los capítulos 2 y 3 se abordó la caracterización y se estimó el rendimiento total de los ciclos solares de media temperatura para generación de pequeña potencia basados en el ciclo termodinámico de Rankine. De los resultados obtenidos se concluyó que para una temperatura de condensación de 35°C – considerada como representativa cuando la potencia térmica descargada por el ciclo de potencia se emplee en el precalentamiento de la alimentación de una unidad de ósmosis inversa (OI) – el rendimiento del ciclo de potencia solar podría situarse entre un 15% y un 22.5% dependiendo del fluido y del modelo de captador cilindro–parabólico (CCP) empleado. Sin embargo, en el capítulo 1 se constató la inexistencia de experiencias prácticas de combinación de un ciclo de potencia solar con captadores cilindro – parabólicos con una unidad de desalación por ósmosis inversa, pues las dos únicas registradas se realizaron con captadores planos [Libert y Laurel, 1981] mientras que el sistema de Manolacos *et al.* (2005) – proyectado para su implementación – tendrá su parte solar constituida por captadores de tubo de vacío. Por lo tanto, en la presente memoria se hace indispensable la exploración de las posibilidades de la baja temperatura frente a la media temperatura como tecnología para alimentar el ciclo de potencia que se acopla a la unidad de OI. Este análisis se realiza en el presente capítulo de una forma más escueta que en los dos anteriores.

Además de lo anterior, el análisis del ciclo solar de baja temperatura permite extraer una serie de resultados en relación al ciclo Rankine que serán de utilidad en un capítulo posterior a la hora de valorar energéticamente la posibilidad de un sistema con dos ciclos Rankine en cascada, el superior de media temperatura y el inferior de baja temperatura (ciclo binario).

En este capítulo se plantea la utilización tanto de fluidos húmedos (amoníaco, R134a, propano y R152a) como secos (butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea) como sustancias de trabajo del ciclo Rankine alimentado solarmente con cuatro modelos diferentes de captadores solares térmicos de baja temperatura. En concreto, se analiza el captador de concentración de segmentos parabólicos (captador CPC) AoSol 1.12X, el captador plano VITOSOL 100 y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 ambos de la empresa Viessman y el modelo de captador plano avanzado de la empresa SHÜCO.

El presente capítulo consta de tres partes bien diferenciadas. En la primera de ellas se caracteriza la curva de rendimiento de cada uno de los modelos de captador que se van a analizar así como las diez sustancias que se considerarán como fluidos de trabajo del ciclo en su modalidad más simple, esto es, sin sobrecalentamiento ni recuperación. En este sentido, y de manera análoga a como se ha procedido en los dos capítulos anteriores, se hará hincapié en sus curvas de equilibrio líquido – vapor y en la dependencia de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación.

En una segunda parte se estima, en primer lugar, el rendimiento térmico del ciclo Rankine con cada uno de los fluidos considerados para posteriormente comparar los valores del rendimiento del ciclo de potencia solar con cada uno de los cuatro modelos de captador considerados. Dichos valores se calculan supuesta una configuración del ciclo de potencia solar de generación directa de vapor (GDV). Mediante el uso de dicho concepto se acota superiormente el rendimiento total del ciclo de potencia con cada combinación fluido/modelo de captador. En conjunción con las características de seguridad y toxicidad de los fluidos de trabajo, los resultados anteriores se utilizan para realizar una preselección de fluidos, descartándose la mitad de los inicialmente considerados.

En una tercera parte se analiza el efecto de introducir la etapa de sobrecalentamiento y de recuperación de calor en el ciclo con el objetivo de mejorar la operación y el rendimiento del mismo. Hecho lo anterior se escogerá el fluido que proporcione los valores más altos de rendimiento del ciclo de potencia solar para recalcular su valor en el caso de utilizar una configuración del ciclo con agua como fluido portador.

Hoy en día existen bases de datos de propiedades termodinámicas de sustancias y algunos paquetes de software capaces de simular el ciclo Rankine. Sin embargo, la disponibilidad de correlaciones termodinámicas más actuales y precisas así como la especificidad de la aplicación que aquí se persigue y su perspectiva futura motiva que el software necesario para la obtención de los resultados anteriores haya sido desarrollado por el autor.

1 Motor térmico con captador solar de baja temperatura

El proceso de análisis comparativo y caracterización del motor térmico solar con captadores de baja temperatura se realiza de forma similar a como se ha desarrollado en el caso de la media temperatura en los capítulos 2 y 3. Por lo tanto, en esta sección se considerarán una serie de fluidos con los que se calculará el rendimiento térmico del ciclo Rankine y el rendimiento del ciclo solar solar que se obtendría, en este caso, con cuatro modelos diferentes de captadores de baja temperatura.

1.1 Captadores solares térmicos considerados

En el caso de la tecnología solar térmica de baja temperatura se considera la opción del captador plano, CPC y de tubos de vacío. Concretamente, los modelos evaluados en el presente capítulo serán el captador plano VITOSOL 100 de la empresa Viessman, el captador plano avanzado de SHÜCO, el captador de concentración de segmentos parabólicos (captador parabólico compuesto, CPC) AoSol 1.12X y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 también de Viessman.

El rendimiento del captador solar viene dado, en general, por la siguiente expresión:

$$\eta_{CST}(T_{op}, G) = \eta_{opt} - \frac{U_L}{C_g} \cdot \frac{(T_{op} - T_{amb})}{G}$$

ec. 1-1

donde η_{opt} es el rendimiento óptico, U_L es el coeficiente de pérdidas térmicas referido a la unidad de área del absorbedor, C_g la razón de concentración geométrica, T_{op} es la temperatura de operación del captador, T_{amb} la temperatura ambiente y G es la irradiancia solar sobre la superficie de apertura. En el caso del captador CPC, dado que este tipo de captadores se caracterizan por un cierto grado de concentración, el valor de la irradiancia solar que debe utilizarse en la ec. 1-1 incluye la irradiancia solar directa (G_b) y una cierta fracción de la irradiancia solar difusa (G_d). A este valor de la irradiancia solar se le denominará irradiancia solar efectiva (G_{ef}) y se expresa mediante la ec. 1-2:

$$G_{ef} = G_b + \left(\frac{G_d}{C_g} \right)$$

ec. 1-2

En la ec. 1-1 el rendimiento del captador está dado en términos de la temperatura media del captador. Sin embargo, en nuestro estudio resulta más conveniente disponer de dicho rendimiento en función de la temperatura promedio del fluido ($T_{op} = \bar{T}_f$) en el interior del captador. Para ello se utiliza el factor de eficiencia F' en función del cual el rendimiento del captador se expresa según la ec. 1-3 (Tiwari, 2002, p. 268):

$$\eta_{CST}(\bar{T}_f, G) = F' \cdot \eta_{opt} - \frac{F' \cdot U_L}{C_g} \cdot \frac{(\bar{T}_f - T_{amb})}{G}$$

ec. 1-3

Además, en algunos casos es necesario considerar la dependencia con la temperatura del coeficiente de pérdidas térmicas del captador, en cuyo caso éste suele expresarse como un polinomio de primer grado en la diferencia entre la temperatura promedio de calentamiento del fluido en el captador y la temperatura ambiente. De acuerdo con lo anterior, el rendimiento del captador solar térmico suele expresarse en términos de tres coeficientes característicos a_1 , a_2 y a_3 :

$$\eta_{CST} = a_1 - a_2 \cdot \frac{(\bar{T}_f - T_{amb})}{G} - a_3 \cdot \frac{(\bar{T}_f - T_{amb})^2}{G}$$

ec. 1-4

En la Tabla 1-1 se dan los parámetros característicos de los cuatro captadores solares térmicos considerados en el presente capítulo como la parte solar del sistema de desalación por ósmosis inversa y en la Figura 1-1 se han representado sus respectivas curvas de rendimiento.

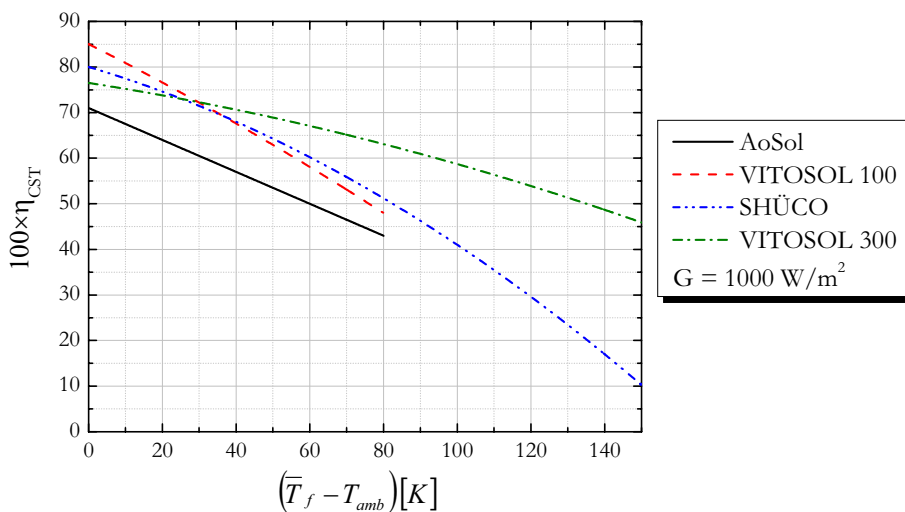


Figura 1-1. Rendimiento del CPC AoSol 1.12X, VITOSOL 100, plano avanzado de SHÜCO y VITOSOL 300 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$.

Tabla 1-1. Coeficientes característicos de la curva de rendimiento (a_1 , a_2 y a_3) de los cuatro captadores solares térmicos considerados.

Captador	a_1	a_2 [W/m ² ·K]	a_3 [W/m ² ·K ²]
CPC Aeosol 1.12X ⁽¹⁾	0.71	3.5	0
VITOSOL 100 ⁽²⁾	0.85	4.07	0.007
SHÜCO ⁽²⁾	0.8	2.4	0.015
VITOSOL 300 ⁽²⁾	0.765	1.26	0.0052

(1) [Collares-Pereira *et al.*, 2003] ; (2) [Blanco y Alarcón, 2006]

1.2 Fluidos de trabajo considerados

1.2.1 Parámetros críticos y puntos de ebullición y fusión normales

En la Tabla 1-2 se da la lista de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con captadores de baja temperatura escogidos según los mismos criterios utilizados en el capítulo 2. Como se puede observar, la temperatura crítica de todos los fluidos se encuentra entre los 95°C y los 200°C y la presión crítica, a excepción del amoníaco (NH₃), entre los 2900 kPa y los 4600 kPa. En cuanto al punto de ebullición normal, de la Tabla 1-2 también se deriva que, supuesta una temperatura y presión ambiente de 25°C y 101.325 kPa, sólo el isopentano y el pentano se encontrarían en fase líquida en dichas condiciones ambientales.

Tabla 1-2. Parámetros críticos, punto de ebullición y fusión normal para cada uno de los fluidos considerados para el motor solar captadores de baja temperatura junto con la referencia de la que proceden.

Fluido	t_c [°C]	p_c [kPa]	t_{PEN} [°C]	M [g/mol]	Referencia	t_{PFN} [°C] ^[1]
Propano	96.675	4247.1	-42.09	44.09562	[Miyamoto y Watanabe, 2000]	-187.65
R134a	101.06	4059.3	-26.07	102.032	[Tillner-Roth y Baehr, 1994]	-
R227ea	102.8	2999.0	-16.42	170.02886	[Lemmon y Span, 2006]	-
R152a	113.26	4516.7	-24.02	66.051	[Outcalt y McLinden, 1996]	-
NH ₃	132.25	11333	-33.325	17.03	[Tillner-Roth <i>et al.</i> , 1993]	-78.2
Isobutano	134.66	3629.0	-11.75	58.1222	[Bücker y Wagner, 2006]	-
Butano	151.975	3796.0	-0.49	58.1222	[Bücker y Wagner, 2006]	-137.15±3
Neopentano	160.59	3196.0	9.5	72.14878	[Lemmon y Span, 2006]	-18.15±3
Isopentano	187.2	3378.0	27.83	72.14878	[Lemmon y Span, 2006]	-160.15±1
Pentano	196.55	3370.0	36.06	72.150	[Span y Wagner, 2003]	-129.75±0.7

[1] <http://webbook.nist.gov/chemistry/>

1.2.2 Carácter seco, húmedo o isoentrópico de los fluidos considerados

En los capítulos 2 y 3 ya se ha señalado la importancia del valor de la pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s de una sustancia cuando ésta se considera como posible fluido de trabajo de un ciclo Rankine y lo ilustrativa que resulta la representación de la derivada de la entropía del vapor saturado $(ds^{(v)} / dT)_{sat}$ frente a la temperatura de saturación. Esta representación se muestra en la Figura 1-2a para el amoníaco, propano, R134a y R152a y en la Figura 1-2b para el butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea. De dicha figura se extrae que para temperaturas mayores que 0°C, el amoníaco, propano, R134a y R152a tienen carácter húmedo. Además, el amoníaco posee una pendiente mayor, en valor absoluto, que los otros tres fluidos los cuales, para temperaturas de saturación de hasta 60°C, presentan una pendiente muy cercana al valor nulo, esto es, muy cercana a un comportamiento de fluido isoentrópico.

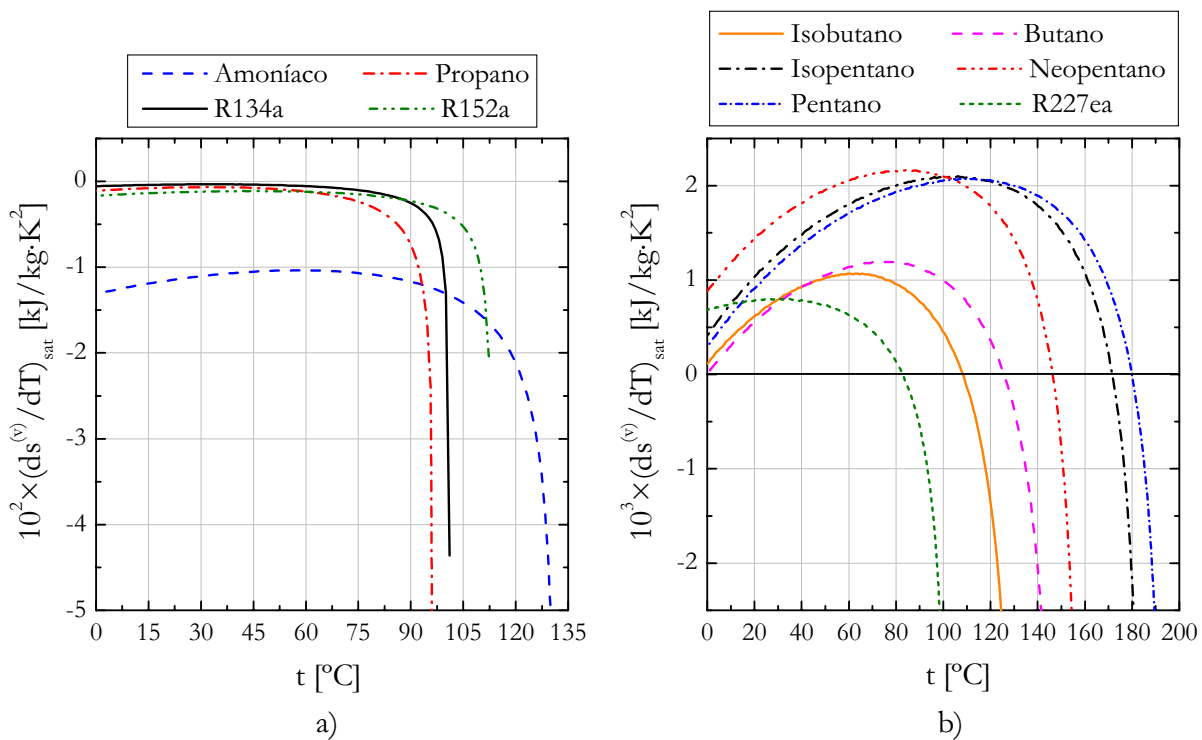


Figura 1-2. Derivada de la entropía del vapor saturado respecto a la temperatura de saturación para a) el amoníaco, propano, R134a y R152a y b) butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea.

También se observa en la Figura 1-2b que para un amplio intervalo de temperaturas los fluidos considerados en dicha gráfica tienen carácter seco, cumpliéndose que el pentano y sus dos isómeros presentan una mayor pendiente que el butano, isobutano y R227ea. Como ya se ha mencionado en el capítulo 2 de la presente memoria, para cada fluido seco existe al menos un valor de la temperatura de saturación que

delimita las regiones en las que el fluido se comporta como seco o húmedo. Este valor de la temperatura se encuentra entre 15°C y 30°C por debajo de la temperatura crítica en el caso de los fluidos aquí tratados.

1.2.3 Curvas de equilibrio líquido – vapor e intervalos de variación de los parámetros de operación del ciclo

En la Tabla 1-2 dada en la sección 1.2.1 se han presentado, entre otros parámetros, los puntos de ebullición normal de las sustancias consideradas como fluidos de trabajo para el ciclo Rankine solar con captadores de baja temperatura. Se puede observar en dicha tabla que, a excepción del pentano, el punto de ebullición normal de los restantes fluidos se encuentra por debajo de los 30°C. Debido a los niveles de temperatura máxima alcanzable por el fluido en el ciclo solar cuando se utiliza una tecnología de baja temperatura, a diferencia del caso de media temperatura el intervalo de temperaturas de condensación en este caso se extiende entre los 30°C y los 50°C para todos los fluidos considerados, intervalo éste para el que se ha representado en la Figura 1-3 la curva de equilibrio líquido – vapor.

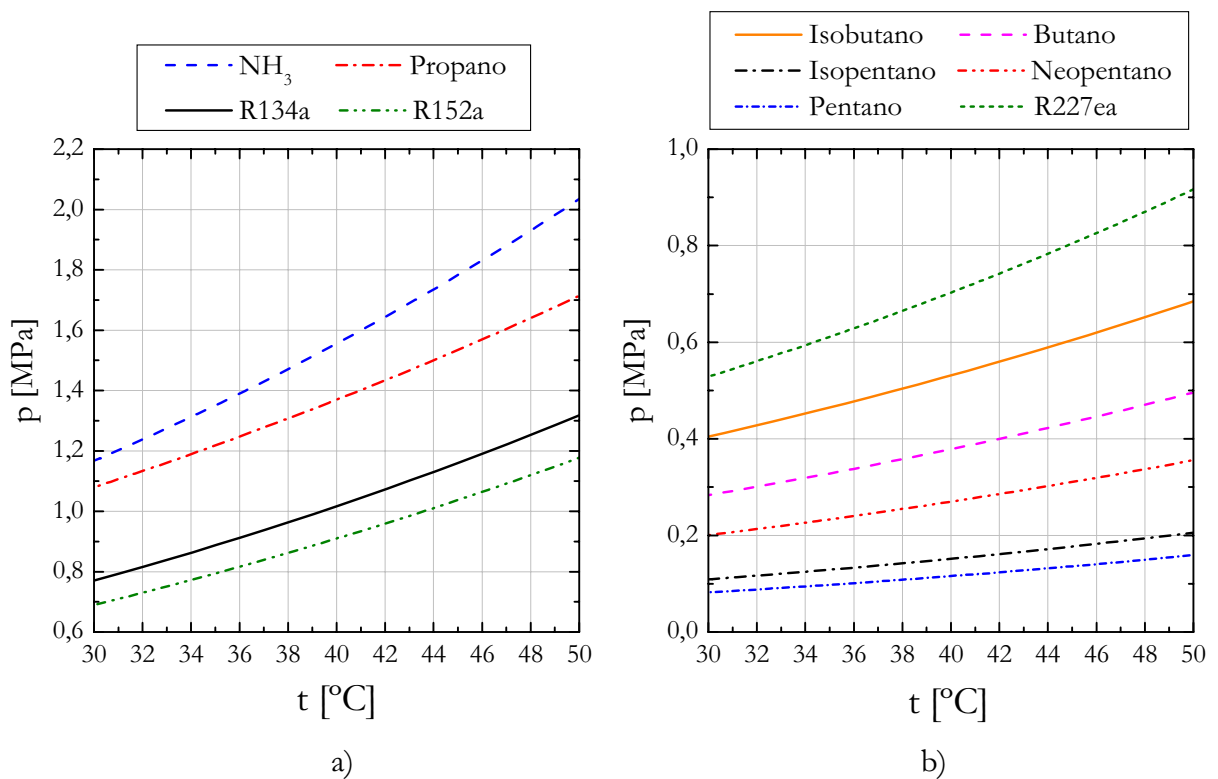


Figura 1-3. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos considerados en el intervalo de temperaturas de condensación 30°C – 50°C.

Del análisis de las curvas anteriores se deduce que en el caso de los fluidos húmedos la presión a la que se produciría la condensación en el ciclo Rankine simple se situaría siempre por encima de los 700 kPa. Esto no sucede en el caso de los fluidos secos en los que, a excepción del R227ea, la presión de condensación siempre se encontrará por debajo de los 700 kPa cualquiera que sea la temperatura de condensación. A diferencia de los fluidos analizados en la configuración de media temperatura, en este caso las presiones de condensación son más asumibles desde un punto de vista técnico al no ser necesaria la generación de vacío en el intercambiador de calor en el que se produciría el proceso de cesión de calor del ciclo. Dentro del intervalo anterior se toma el valor de 35°C como valor representativo de la temperatura de condensación cuando la utilidad de la potencia térmica descargada por el ciclo solar sea el precalentamiento de la alimentación de la unidad de desalación por ósmosis inversa.

En la Figura 1-4 se representa, para los fluidos húmedos y secos, la curva de equilibrio líquido – vapor calculada para temperaturas de saturación entre 70°C y la temperatura crítica de cada una de las sustancias.

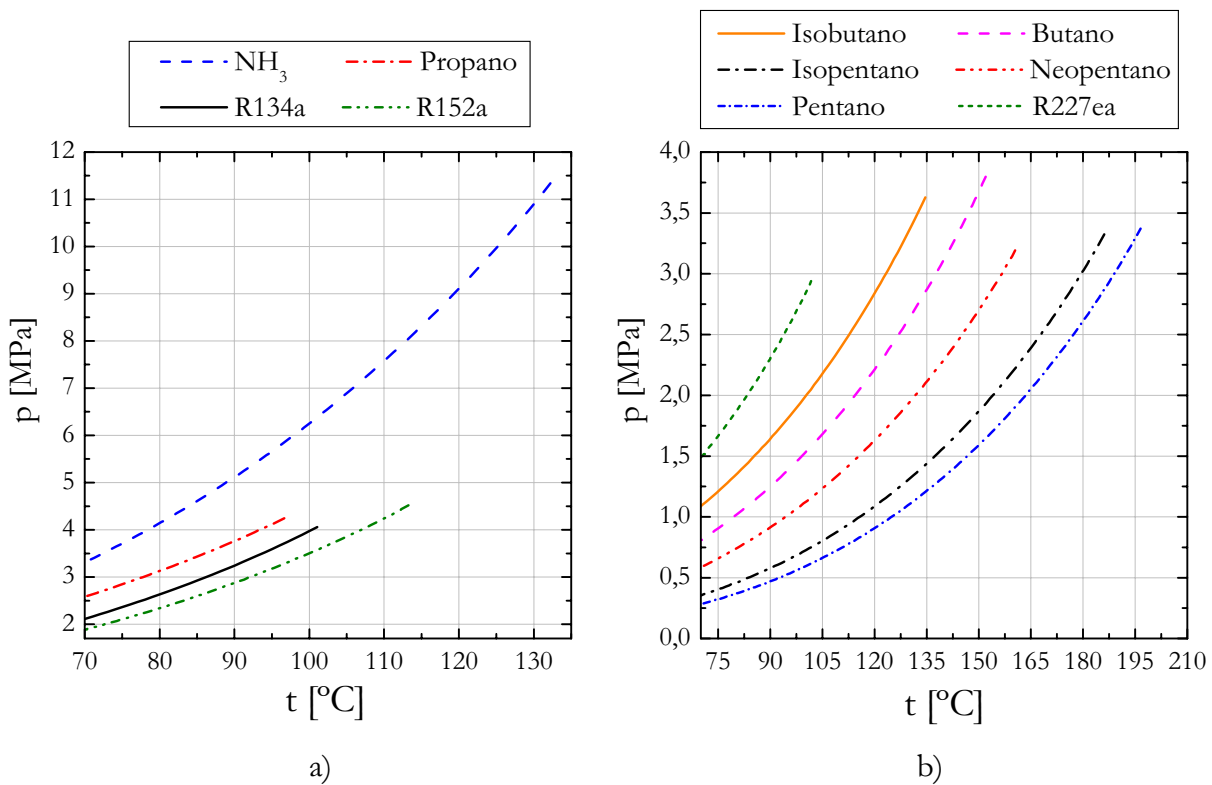


Figura 1-4. Curva de equilibrio líquido – vapor de los fluidos húmedos en el intervalo de temperaturas 70°C – t_c .

Como se puede observar, el comportamiento mostrado en el intervalo de temperaturas de condensación se traslada también al de posibles temperaturas de evaporación. Es decir, las presiones de evaporación en el caso de los fluidos húmedos son

mayores que las de los fluidos secos. A partir de 70°C todos los fluidos húmedos considerados dan lugar a una presión de calentamiento superior a los 2000 kPa (a excepción del R152a que lo hace a partir de 72.65°C) mientras que en el caso de los fluidos secos, esto sucedería para temperaturas superiores a los 100°C, a excepción del R227ea para el que se obtiene una presión de saturación de 2000 kPa a una temperatura de 83°C.

De las dos gráficas anteriores y con el límite impuesto por la máxima temperatura de operación considerada para los captadores solares considerados, en la Tabla 1-3 se dan los intervalos de variación para la temperatura de evaporación de los fluidos de trabajo junto con las correspondientes presiones de calentamiento. En la misma tabla también se dan los intervalos de variación para la presión de enfriamiento de acuerdo al intervalo de temperaturas de condensación 30°C – 50°C.

Tabla 1-3. Intervalos de variación seleccionados de la temperatura y presión de condensación y evaporación para cada uno de los fluidos de trabajo considerados en el motor térmico solar con captadores de baja temperatura.

Fluido	$t_{cond}^{min} - t_{cond}^{max}$ [°C]	$p_{cond}^{min} - p_{cond}^{max}$ [kPa]	$t_{evap}^{min} - t_{evap}^{max}$ [°C]	$p_{evap}^{min} - p_{evap}^{max}$ [kPa]
NH ₃	30 – 50	1167 – 2034	70 – 120	3313 – 9112
Propano	30 – 50	1079 – 1713	70 – 90	2586 – 3764
R134a	30 – 50	770 – 1318	70 – 95	2117 – 3591
R152a	30 – 50	690 – 1177	70 – 105	1886 – 3858
R227ea	30 – 50	529 – 916	70 – 95	1488 – 2556
Isobutano	30 – 50	405 – 685	70 – 125	1088 – 3088
Butano	30 – 50	283 – 496	70 – 140	809 – 3117
Neopentano	30 – 50	201 – 356	70 – 150	587 – 2700
Isopentano	30 – 50	109 – 206	70 – 150	356 – 1868
Pentano	30 – 50	82 – 159	70 – 150	283 – 1591

1.3 Rendimiento del ciclo solar con captador solar térmico de baja temperatura

En las siguientes secciones se presentan los resultados para el rendimiento térmico del ciclo Rankine con vapor saturado con amoníaco, propano, R134a y R152a, butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea como fluidos de trabajo y el rendimiento total del motor térmico solar con cada uno de los cuatro modelos de captadores solares de baja temperatura considerados. En el caso de los fluidos húmedos también se ha calculado el título del vapor (x) del estado tras la expansión en la turbina, estado 3. La determinación de todas las propiedades termodinámicas necesarias para

calcular las cantidades anteriores se ha realizado mediante las ecuaciones de estado multiparamétricas que se dan en el Anexo A.

En cuanto al rendimiento del ciclo solar, para su cálculo en esta sección se ha supuesto una configuración de generación directa de vapor. De esta forma es posible acotar superiormente el valor del rendimiento alcanzable por el ciclo solar con los fluidos y captadores con los que se va a realizar su cálculo. La temperatura promedio de calentamiento del fluido en el ciclo – necesaria para la estimación del rendimiento del captador solar térmico – se ha determinado como la suma, convenientemente pesada, de las temperaturas promedio en cada una de las etapas de calentamiento del ciclo.

1.3.1 Resultados para fluidos húmedos: amoníaco, propano, R134a y R152a

1.3.1.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine y título del vapor tras la expansión en la turbina

En la Figura 1-5a se ha representado el rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal con vapor saturado en función de la temperatura de condensación y de evaporación. Junto a la escala de temperaturas anterior también se dan los valores de presión de saturación correspondiente. Además, en la misma gráfica también se han representado en trazo discontinuo algunas isolíneas del título del vapor del estado tras la expansión en la turbina de vapor. La Figura 1-5b, Figura 1-6a y Figura 1-6b son las análogas a la anterior para el propano, R134a y R152a respectivamente.

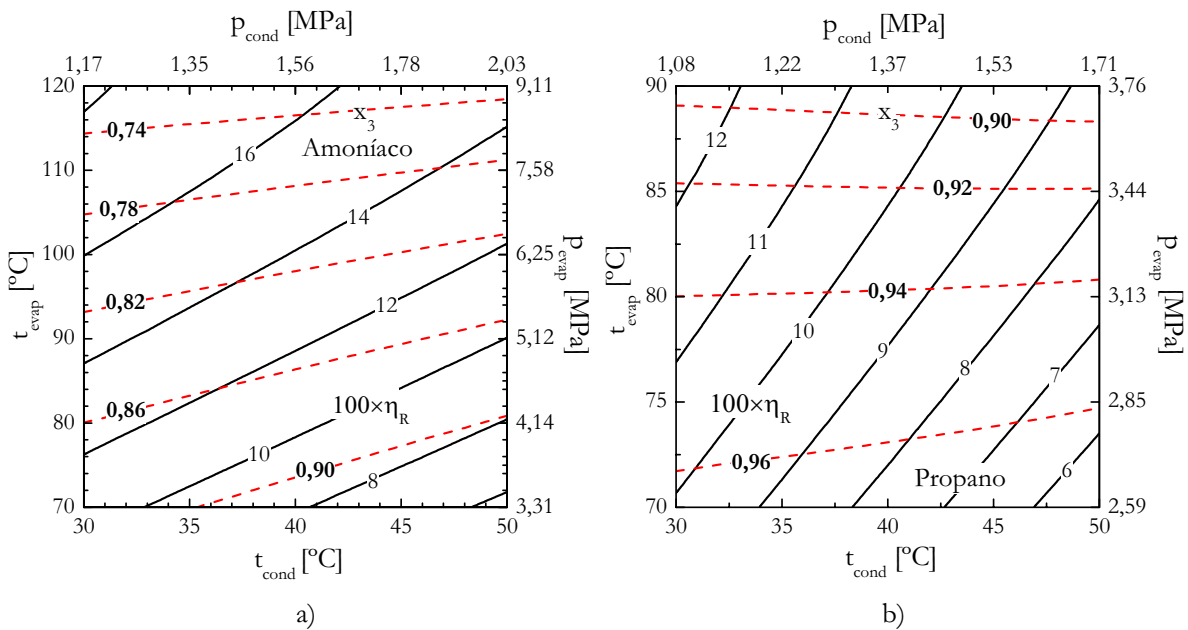


Figura 1-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal (η_R) y título del vapor tras la expansión (x_3) con a) amoníaco y b) propano frente a la temperatura de condensación y evaporación.

A excepción del amoníaco, se observa que los valores del título del vapor que se obtienen no harían necesario considerar una posible etapa de sobrecalentamiento en el ciclo. Los valores del título del vapor son mayores que 0.90 en la mayor parte de la región de condiciones de operación seleccionadas para el propano, R134a y R152a. Además, estos valores serían aún mayores si se hubiera considerado un ciclo no ideal.

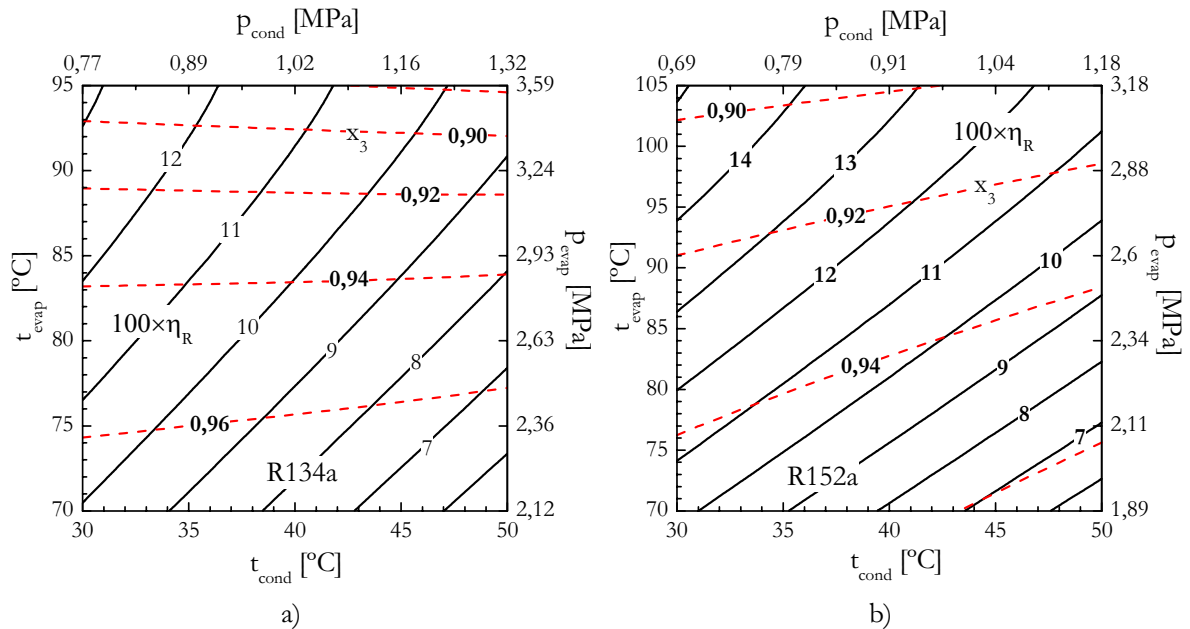


Figura 1-6. Rendimiento térmico (η_R) del ciclo Rankine ideal y título del vapor tras la expansión (x_3) con a) R134a y b) R152a frente a la temperatura de condensación y evaporación.

En cuanto al rendimiento térmico del ciclo Rankine, no se encuentran diferencias cuantitativas excesivamente importantes de un fluido a otro a igualdad de condiciones de operación del ciclo, encontrándose η_R entre el 6% y el 15% para temperaturas de evaporación inferiores a los 100°C. Tan solo se destaca aquí que el amoníaco exhibe un valor del rendimiento algo superior al propano, R134a y R152a para las mismas o similares temperaturas de condensación y evaporación.

En el caso del amoníaco, la inclusión de una etapa de sobrecalentamiento con el objetivo de aumentar los valores del título del vapor no da lugar a un aumento importante del rendimiento térmico del ciclo. Esto se muestra en la Figura 1-7 en la que se ha representado en trazo discontinuo la temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) necesaria para que el título del vapor sea igual a 0.90 en función de la temperatura de condensación y de evaporación. En dicha figura también se ha representado el valor correspondiente de η_R . Por comparación con la Figura 1-5a se deduce que el rendimiento térmico se encuentra entre el 6% y el 18% en prácticamente todo el intervalo de t_{cond} y t_{evap} escogido para la representación.

Para una temperatura de condensación de 30°C y de evaporación de 120°C es necesario sobrecalentar hasta una temperatura de 163.6°C para obtener un valor de $x_3 =$

0.90. El incremento en el rendimiento del ciclo debido al proceso de sobrecalentamiento anterior es de un 9.8%, siendo este caso el más favorable. Además, al tener en cuenta un valor del rendimiento isoentrópico de la turbina menor que la unidad el grado de sobrecalentamiento necesario sería aun menor.

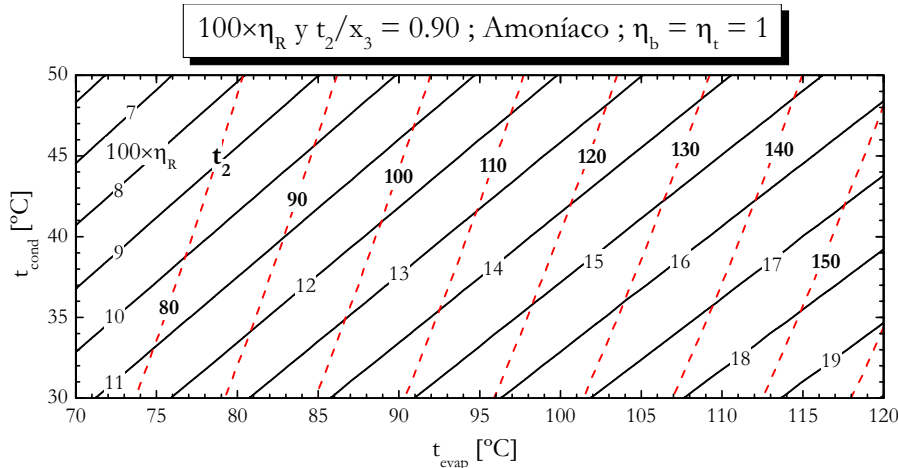


Figura 1-7. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal (η_R) y temperatura final de sobrecalentamiento (t_2) en trazo discontinuo necesaria para alcanzar un título del vapor del estado 3 (x_3) de 0.90 en función de la temperatura de condensación y evaporación con amoníaco como fluido de trabajo.

1.3.1.2 Comparación del rendimiento del ciclo solar con fluidos húmedos

En la Figura 1-8 se compara el rendimiento del ciclo solar – supuesto un ciclo Rankine ideal – con cada uno de los cuatro fluidos de trabajo considerados y el captador CPC AoSol 1.12X para los valores de temperatura de condensación de 30°C y 50°C y un valor de la irradiancia solar de 1000 W/m². La tres figuras siguientes (Figura 1-9, Figura 1-10 y Figura 1-11) son las análogas a la anterior con el captador de placa plana VITOSOL 100, con el captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300.

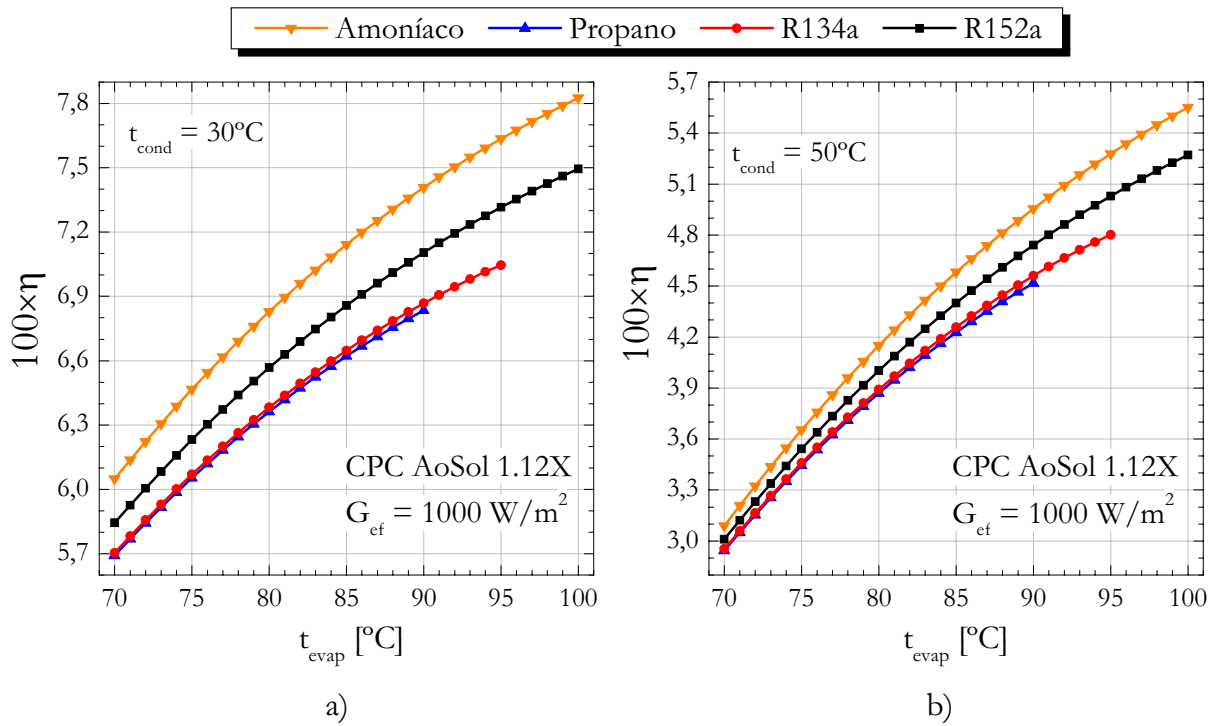


Figura 1-8. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el CPC AoSol 1.12X y amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo para $G_{ef} = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$.

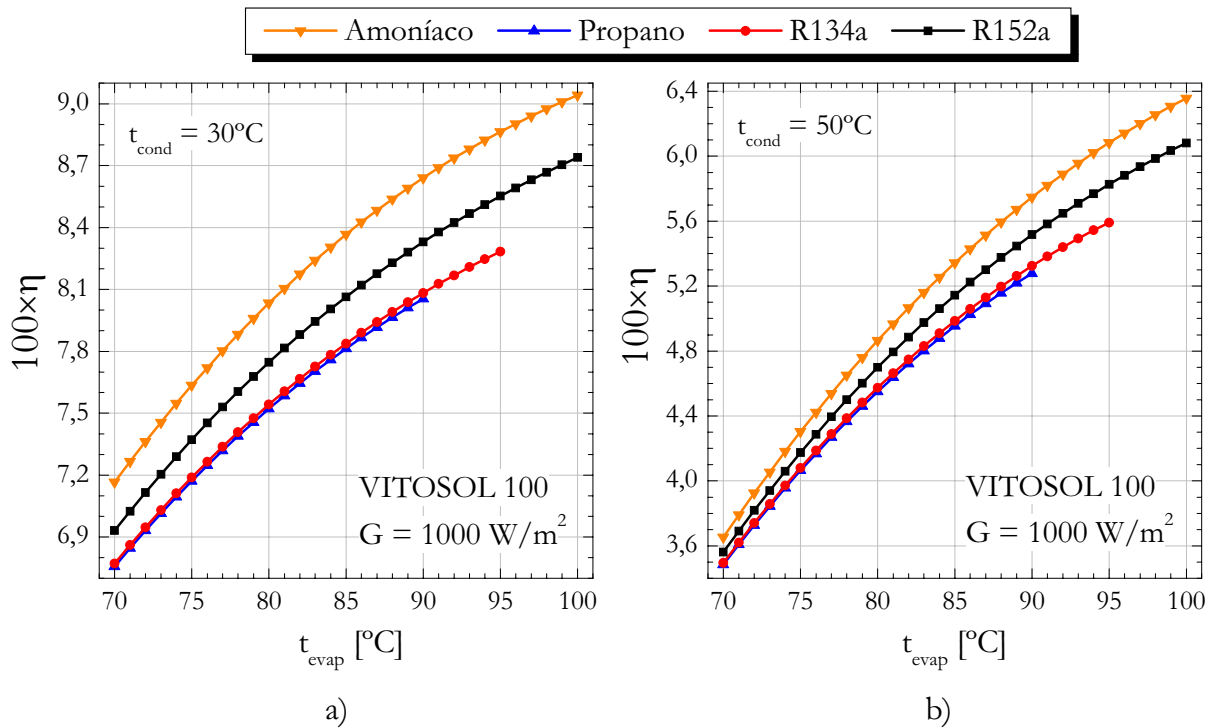


Figura 1-9. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador VITOSOL 100 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{cond} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{cond} = 50^\circ\text{C}$.

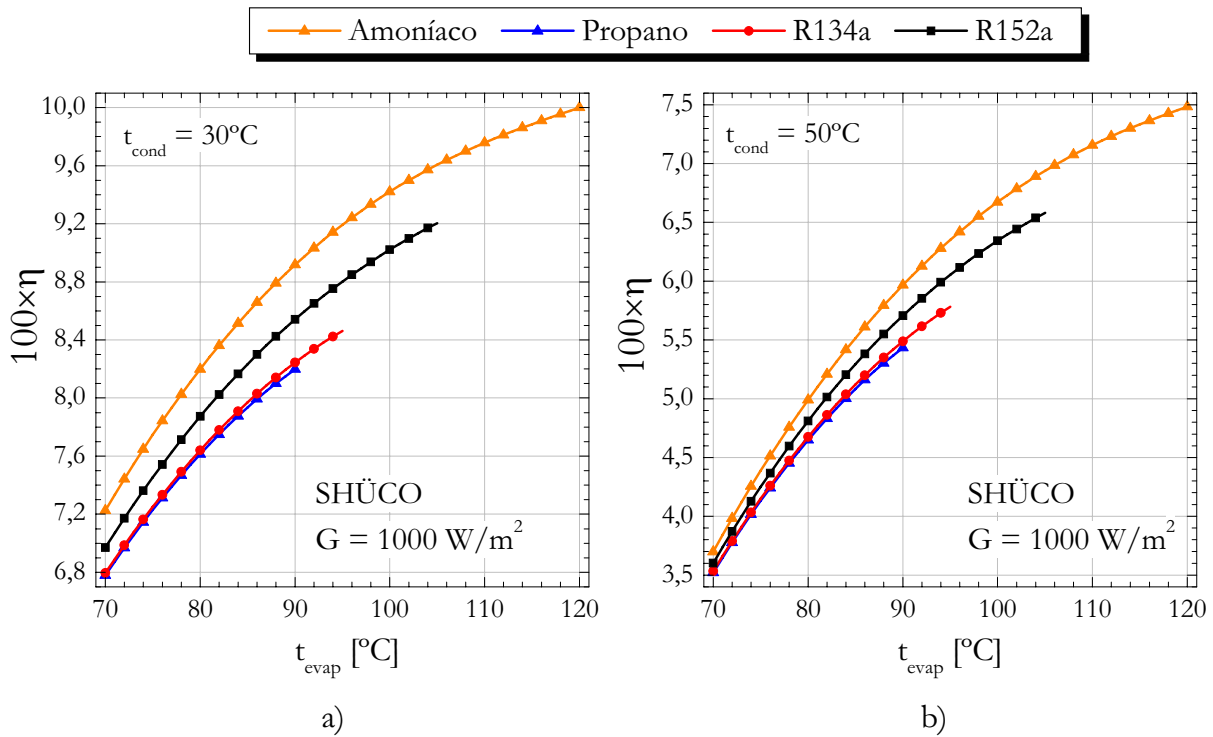


Figura 1-10. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador plano avanzado de SHÜCO para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C}$.

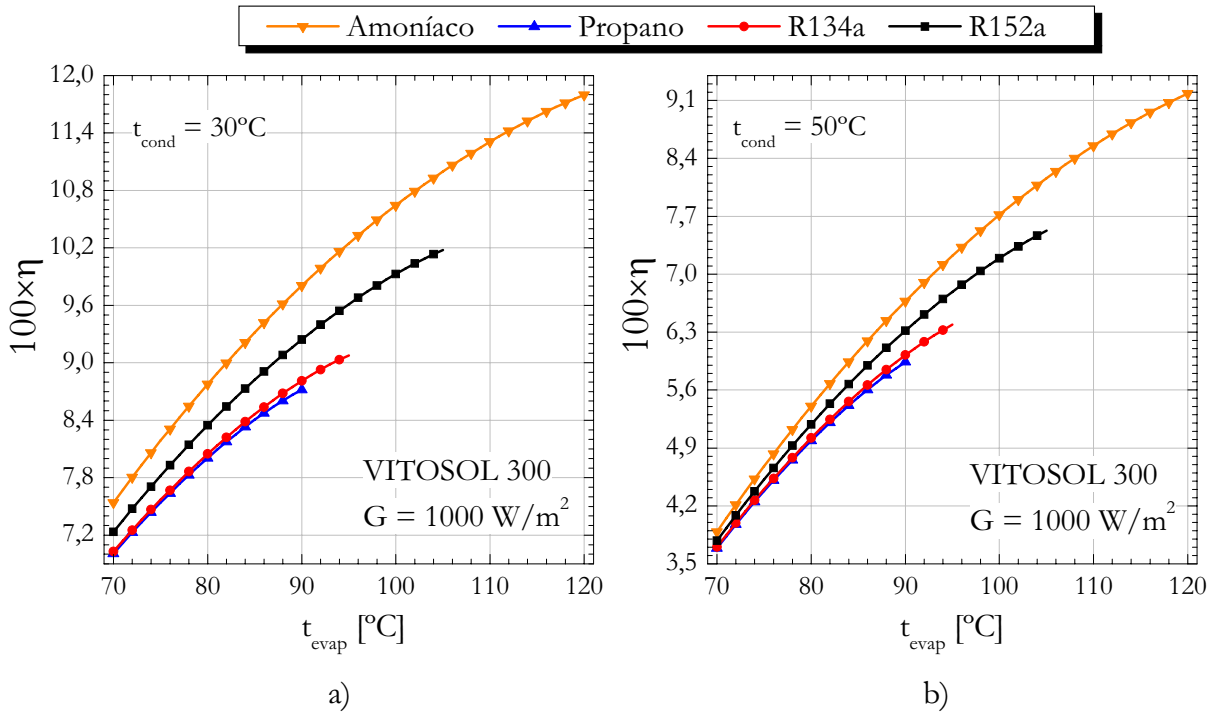


Figura 1-11. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con amoníaco, propano, R134a y R152a como fluidos de trabajo y el captador VITOSOL 300 para $G = 1000 \text{ W/m}^2$, $\eta_b = \eta_t = 1$ y con a) $t_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C}$.

Para cada uno de los captadores el comportamiento cualitativo del rendimiento total es el mismo, no alcanzándose en ninguno de los casos y con ninguno de los cuatro fluidos un máximo en la curva de η en el intervalo de temperaturas de evaporación representado. En el intervalo de temperaturas de evaporación común a las cuatro sustancias, para los cuatro captadores el amoníaco es el fluido que proporciona el mejor valor del rendimiento total seguido del R152a. Por detrás de estos dos se sitúan el propano y el R134a cuyas curvas de rendimiento son muy similares.

En cualquiera de los casos representados la reducción relativa del rendimiento total cuando se pasa de $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ a $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$ es mayor cuanto menor sea la temperatura de evaporación. Dicha reducción se encuentra en torno al 48% para una temperatura de evaporación de 70°C descendiendo hasta un 34% cuando $t_{\text{evap}} = 90^\circ\text{C}$. Para una $t_{\text{evap}} = 120^\circ\text{C}$ la reducción se encuentra en torno al 25% con el captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300.

En la Tabla 1-4 se dan los mayores valores del rendimiento térmico del ciclo Rankine real con $\eta_b = \eta_t = 0.75$ y del rendimiento total para una temperatura de condensación de 35°C y cada uno de los cuatro fluidos y captadores considerados. La elección del valor anterior para la temperatura de condensación se debe a que éste se considera como representativo cuando la potencia térmica rechazada por el ciclo se emplee en el precalentamiento de la alimentación de la unidad de ósmosis inversa.

En el caso del amoníaco el valor del rendimiento isoentrópico de la turbina se ha establecido en 0.50 por idénticas razones por las que se tomó ese mismo valor para el agua en el capítulo 2 lo que provoca que dicha sustancia se convierta en el fluido que peor rendimiento total proporcionaría, colocándose en primer lugar el R152a con un rendimiento total entre el 4.8% y el 6.6%.

Tabla 1-4. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) y rendimiento total con amoníaco, propano, R134a y R152a y cada uno de los captadores para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C .

$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C} ; \eta_b = \eta_t = 0.75^* ; G = 1000 \text{ W/m}^2$																
Fluido	AoSol 1.12X				VITOSOL 100				SHUCO				VITOSOL 300			
	t_{evap} [$^\circ\text{C}$]	x_3	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [$^\circ\text{C}$]	x_3	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [$^\circ\text{C}$]	x_3	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [$^\circ\text{C}$]	x_3	η_R (%)	η (%)
Amoníaco	100	0.88	6.85	3.31	100	0.88	6.85	3.82	120	0.80	7.56	4.07	120	0.80	7.56	4.86
Propano	90	0.92	7.79	4.17	90	0.92	7.79	4.91	90	0.92	7.79	5.01	90	0.92	7.79	5.37
R134a	95	0.92	8.44	4.44	95	0.92	8.44	5.21	95	0.92	8.44	5.34	95	0.92	8.44	5.78
R152a	100	0.92	9.67	4.87	100	0.92	9.67	5.66	105	0.89	9.91	5.95	105	0.89	9.91	6.64

* en el caso del amoníaco, $\eta_t = 0.50$

Además, en el caso del ciclo con amoníaco y el captador de SHÜCO y el VITOSOL 300, puesto que las máximas temperaturas alcanzables con dichos captadores son mayores que con los otros dos modelos, el título del vapor tras el proceso de expansión seguiría siendo muy pequeño incluso con el valor de η_t considerado. Por tanto, se haría indispensable la etapa de sobrecalentamiento en el ciclo lo que se introducirá en la sección 2 del presente capítulo.

1.3.2 Resultados para *fluidos secos*: butano, isobutano, isopentano, neopentano y R227ea

1.3.2.1 Rendimiento térmico del ciclo Rankine

En la Figura 1-12 se ha representado el rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal con vapor saturado frente a la temperatura de evaporación y de condensación con butano (a) e isobutano (b) como fluidos de trabajo. También se presentan, a título orientativo, los valores de la presión de saturación asociados a los valores de la temperatura de saturación tanto en el proceso de condensación como de evaporación. Puesto que se trata de fluidos secos en este caso se dispone de un estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina de vapor en la que tendría lugar el proceso de expansión.

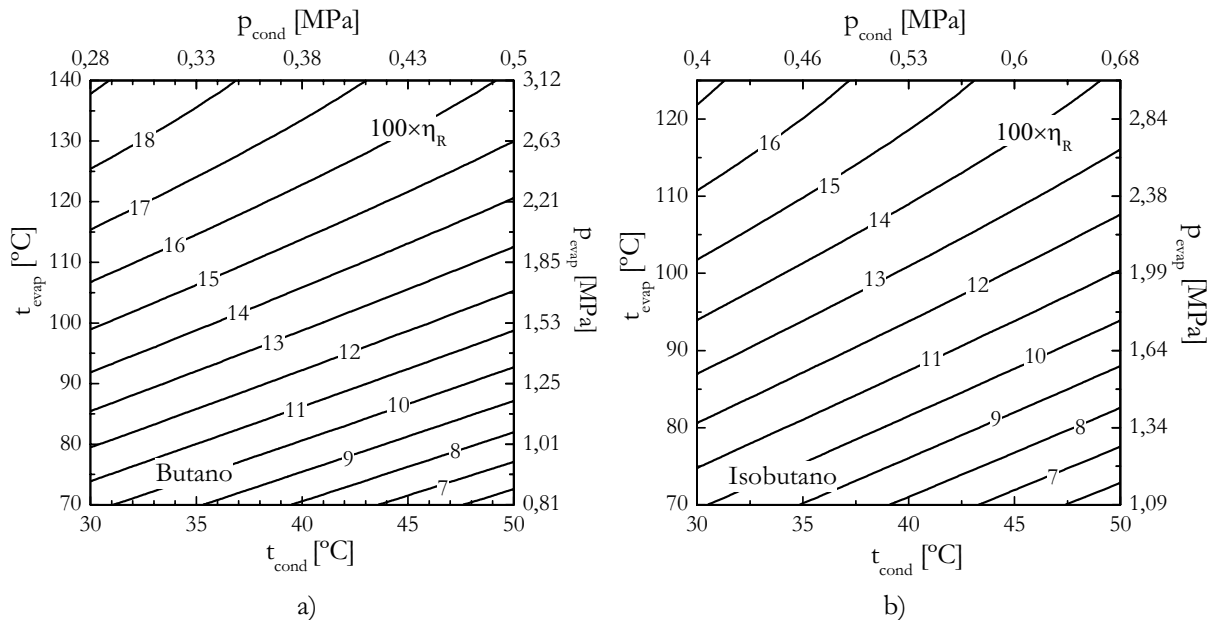


Figura 1-12. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) butano y b) isobutano como fluidos de trabajo.

En las siguientes figuras, análogas a las anteriores, se presentan los resultados con isopentano, neopentano, pentano y R227ea.

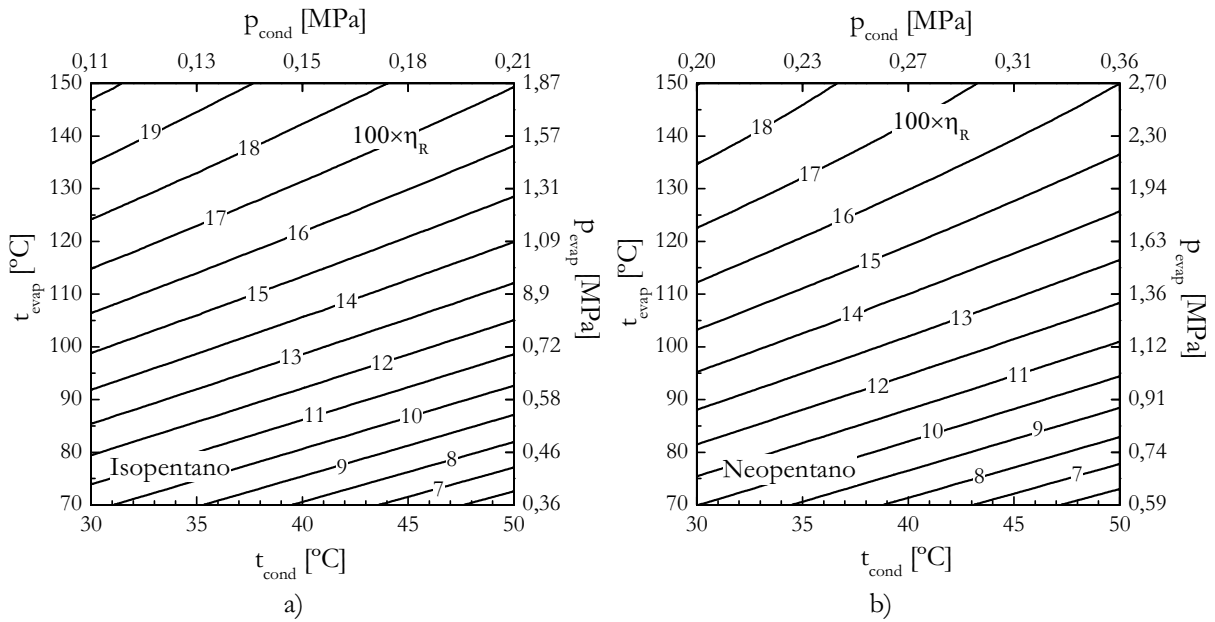


Figura 1-13. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) isopentano y b) neopentano como fluidos de trabajo.

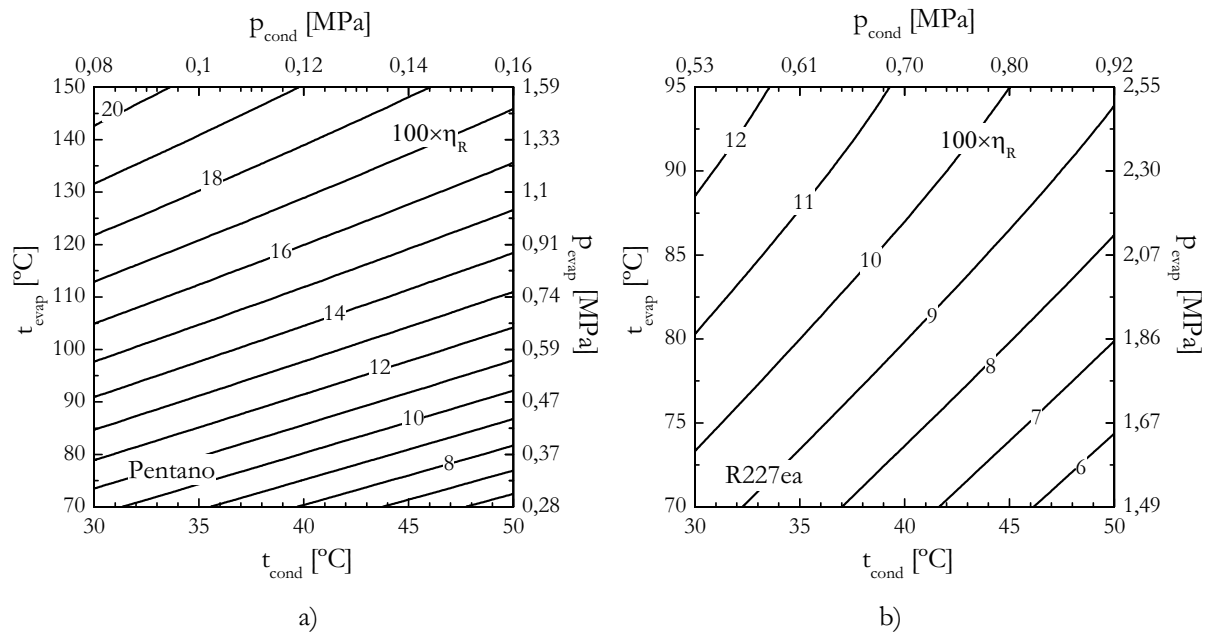


Figura 1-14. Rendimiento térmico del ciclo Rankine ideal en función de la temperatura/presión de condensación y evaporación con a) pentano y b) R227ea como fluidos de trabajo.

Para temperaturas de evaporación entre 70°C y 100°C el rendimiento térmico del ciclo Rankine se sitúa entre el 6% y el 14%-15% aproximadamente para todos los fluidos a excepción del R227ea.

1.3.2.2 Comparación del rendimiento del ciclo solar con fluidos secos

En la Figura 1-15 se compara el rendimiento del ciclo solar – supuesto un ciclo Rankine ideal – con cada uno de los cuatro fluidos de trabajo considerados y el captador CPC AoSol 1.12X para los valores de temperatura de condensación de 30°C y 50°C y un valor de la irradiancia solar de 1000 W/m². La tres figuras siguientes (Figura 1-16, Figura 1-17 y Figura 1-18) son las análogas a la anterior con el captador de placa plana VITOSOL 100, con el captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300.

Para todos los fluido secos considerados, el comportamiento cualitativo de η con el CPC AoSol 1.12X, el VITOSOL 100 y el VITOSOL 300 es similar al obtenido con los cuatro fluidos húmedos, es decir, el rendimiento total siempre crece con la temperatura de evaporación. Con estos tres modelos de captador la operación con butano y pentano da valores casi idénticos de η , seguidos muy de cerca por el isopentano y el isobutano. Un poco más alejado se encuentra el neopentano y ya muy por debajo el R227ea. El orden anterior se mantiene independiente de la temperatura de condensación

Sin embargo, en el caso del captador plano avanzado de SHÜCO sí se encuentra un máximo en η si se toma como fluido de trabajo del ciclo Rankine pentano o isopentano.

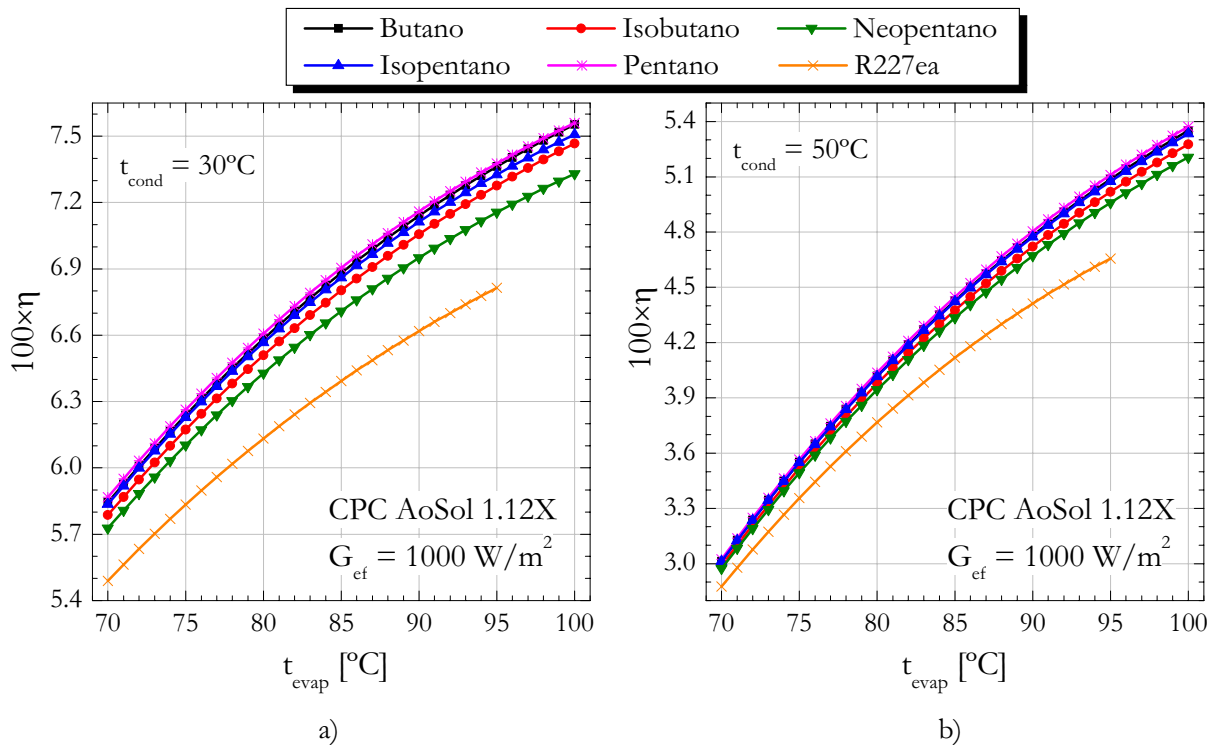


Figura 1-15. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el CPC AoSol 1.12X y butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G_{\text{ef}} = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$.

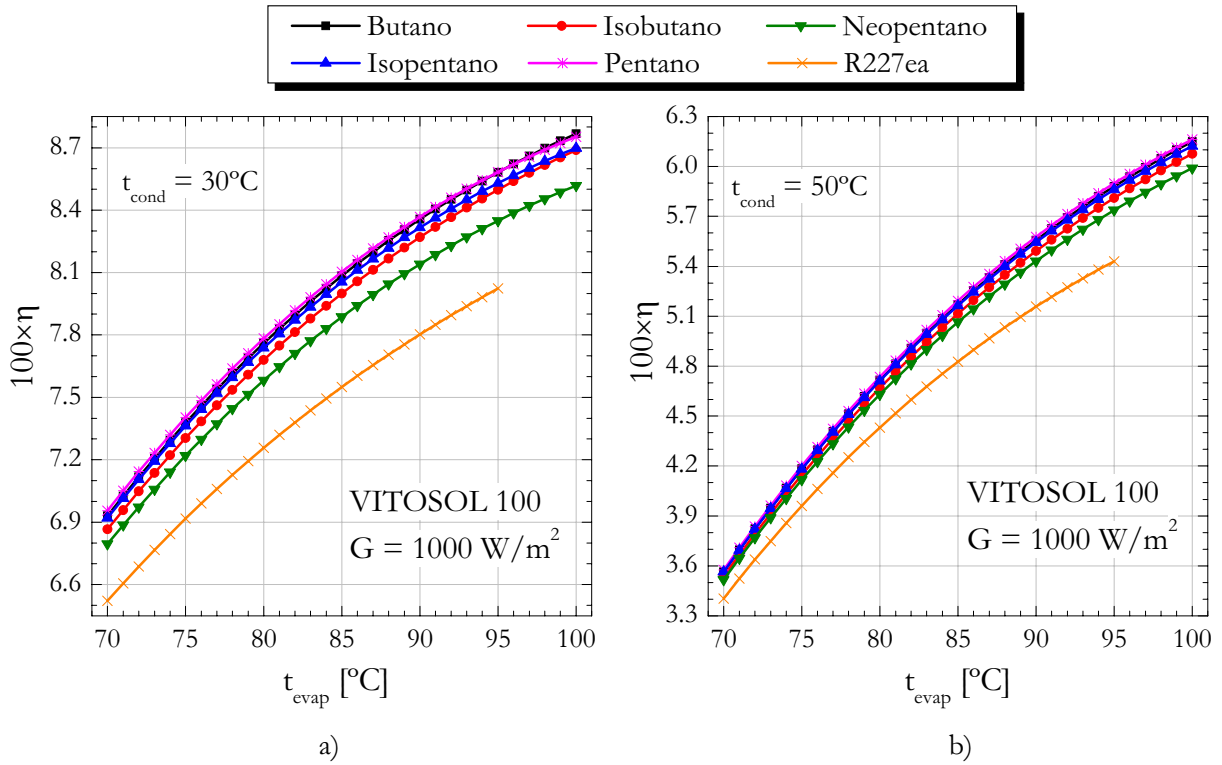


Figura 1-16. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador plano VITOSOL 100 y butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C}$.

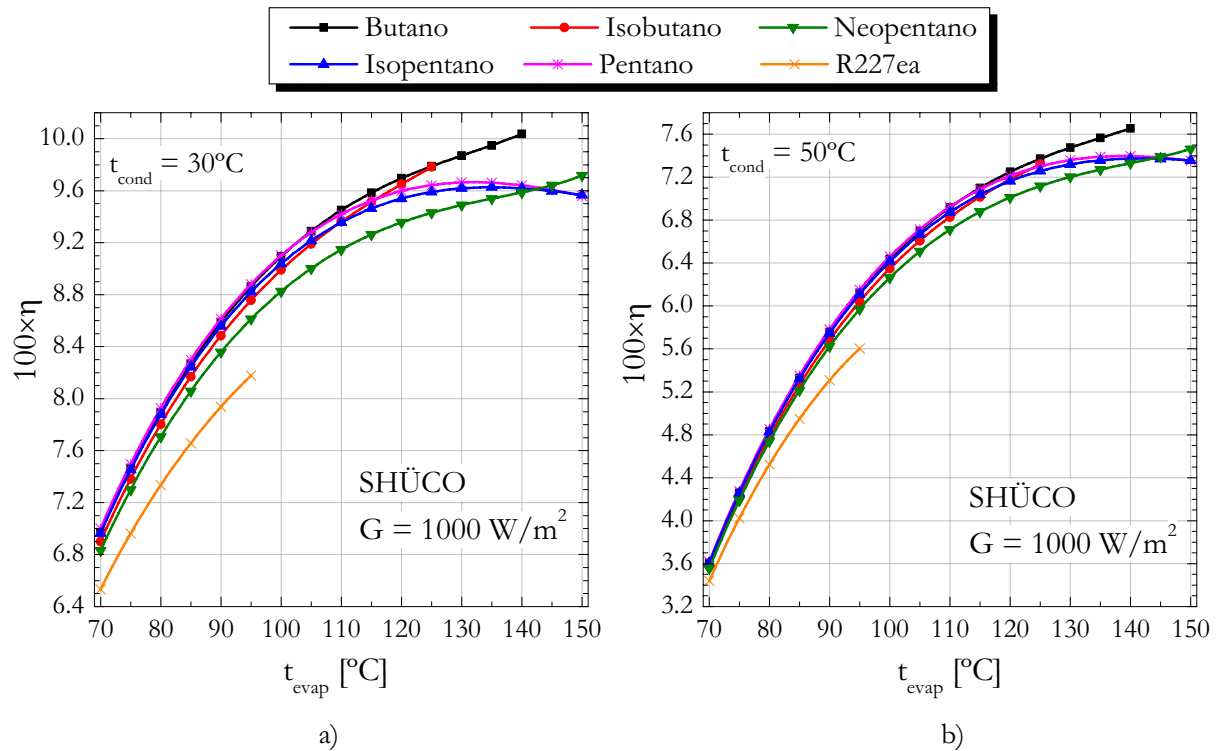


Figura 1-17. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador plano avanzado de SHÜCO y butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^{\circ}\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C}$.

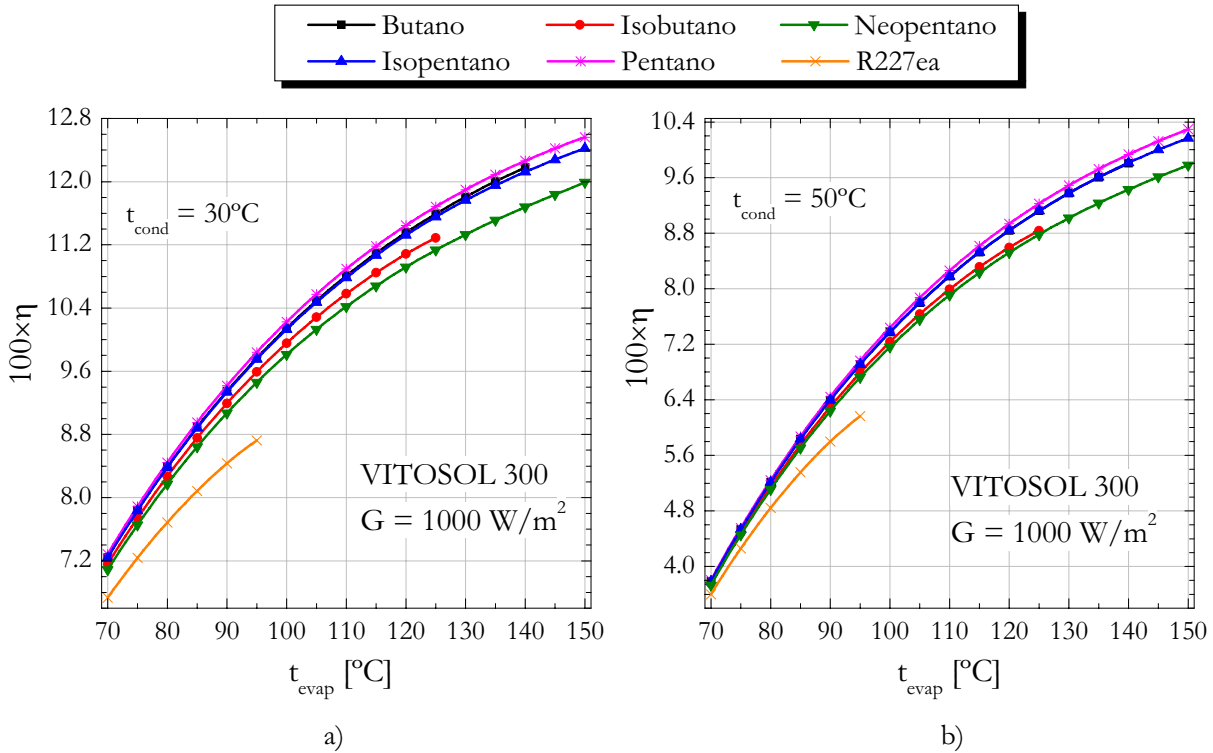


Figura 1-18. Rendimiento del ciclo Rankine solar (η) con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 y butano, isobutano, pentano, isopentano, neopentano y R227ea como fluidos de trabajo para $G = 1000 \text{ W/m}^2$ y $\eta_b = \eta_t = 1$ con a) $t_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ y b) $t_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$.

En la Tabla 1-5 se dan las condiciones de operación que maximizan el rendimiento total junto con el valor del rendimiento térmico del ciclo Rankine real. Como se observa, el pentano es el fluido que proporciona los valores más altos de η con cada uno de los captadores a excepción del captador plano avanzado de SHÜCO, para el que se obtiene con butano aunque muy cerca del pentano.

Tabla 1-5. Rendimiento térmico del ciclo Rankine real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) y rendimiento total con butano, isobutano, pentano, isopentano, pentano y R227ea y cada uno de los captadores para una temperatura de condensación de 35°C .

$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C} ; \eta_b = \eta_t = 0.75 ; G = 1000 \text{ W/m}^2$												
	AoSol 1.12X			VITOSOL 100			SHÜCO			VITOSOL 300		
	t_{evap} [°C]	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [°C]	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [°C]	η_R (%)	η (%)	t_{evap} [°C]	η_R (%)	η (%)
Butano	100	10.35	5.10	100	10.35	5.91	140	13.15	6.74	140	13.15	8.30
Isobutano	100	9.98	4.97	100	9.98	5.77	125	11.61	6.47	125	11.61	7.56
Pentano	100	10.66	5.20	100	10.66	6.01	132	13.45	6.70	150	14.59	8.83
Isopentano	100	10.52	5.15	100	10.52	5.95	133	13.27	6.65	150	14.27	8.69
Neopentano	100	10.04	4.98	100	10.04	5.77	150	13.16	6.56	150	13.16	8.23
R227ea	95	8.18	4.35	95	8.18	5.11	95	8.18	5.23	95	8.18	5.62

Si no se tiene en cuenta al R227ea por sus reducidos valores, el rendimiento total se encuentra aproximadamente entre el 5% – 5.2% si se utiliza el CPC AoSol 1.12X, entre el 5.8% – 6% si se utiliza el captador plano VITOSOL 100, entre el 6.5% – 6.75% si se utiliza el captador plano avanzando de SHÜCO y entre el 7.5% y el 8.9% si se utiliza el captador de tubos de vacío VITOSOL 300. En este último caso, si no se tiene en cuenta al isobutano el rendimiento oscilaría entre el 8.2% y el 8.9%. Por su relativa estrechez y por haberse calculado para diferentes fluidos los intervalos anteriores pueden considerarse característicos de los captadores solares térmicos considerados para las condiciones de operación del ciclo Rankine y para las condiciones de irradiancia solar consideradas.

1.4 Seguridad y toxicidad

Las características de seguridad y toxicidad se cuantifican en esta sección mediante el Valor Límite Umbral (*Threshold Limit Value*, TLV) en su modalidad de Media Ponderada en el Tiempo (*Time Weighted Average*, TWA), la temperatura de autoignición y los límites de explosividad.

El TLV-TWA de una sustancia es un índice publicado por la Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*, ACGIH) definido como la concentración media ponderada en el tiempo de dicha sustancia, para una jornada normal de trabajo de 8 horas y una semana laboral de 40 horas, a la que pueden estar expuestos casi todos los trabajadores repetidamente día tras día sin efectos adversos. Por otra parte la temperatura de autoignición es la temperatura, a la presión de una atmósfera, a la que una sustancia en contacto con el aire alcanza la energía de activación suficiente para que se inicie la reacción de combustión. Por último, los límites de explosividad de la sustancia delimitan el intervalo de concentraciones del vapor de la sustancia en el aire dentro del cual puede tener lugar la propagación de llama al ponerse en contacto dicha mezcla con una fuente de ignición.

En la Tabla 1-6 se dan los valores de los tres parámetros anteriores para las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con captadores de baja temperatura. Salvo las cantidades con superíndice, las cuales se han obtenido de la hoja de datos de seguridad de la sustancia comercializada por las empresas referenciadas en el pie de tabla, los valores de dicha tabla se han extraído de las Fichas Internacionales de Seguridad Química disponibles en la web del Centro Internacional de Información sobre Seguridad y Salud en el Trabajo perteneciente a la Organización Internacional del Trabajo [www.ilo.org].

Como se observa, el amoníaco es, con gran diferencia, el fluido más tóxico pero el más seguro desde el punto de vista de la temperatura de autoignición y los límites de

explosividad. De entre los seis alcanos considerados el propano es el menos tóxico y el más seguro seguido del isobutano. Éste último es, a su vez, menos tóxico y más seguro que el butano. La toxicidad del pentano y sus dos isómeros es similar – igual TLV-TWA – si bien la temperatura de autoignición varía considerablemente entre el pentano y el neopentano, siendo éste último el más seguro de los tres. En cuanto al R152a, sus características de toxicidad y temperatura de autoignición son similares a las del isobutano, si bien es más seguro que éste último por sus límites de explosividad.

Tabla 1-6. TLV-TWA, temperatura de autoignición y límites de explosividad de las sustancias consideradas como posibles fluidos de trabajo del motor térmico solar con captador de baja temperatura.

Fluido	TLV- TWA (ppm)	Temperatura de autoignición [°C]	Límites de explosividad (% en volumen en el aire)
Amoníaco	25	651	15 – 28
R152a	1000 ⁽³⁾	455 ⁽¹⁾	4.9 – 20.2 ⁽¹⁾
R134a	No establecido	–	–
Propano	2500	450	2.1 – 9.5
R227ea	No establecido	–	–
Butano	800	287	1.8 – 8.4
Isobutano	1000 ⁽³⁾	460	1.8 – 8.4
Pentano	600	309	1.5 – 7.8
Isopentano	600	420	1.4 – 7.6
Neopentano	600 ⁽²⁾	450 ⁽¹⁾	1.4 – 7.5 ⁽¹⁾

(1)AIR LIQUIDE S. A.; (2)Airgas, Inc ; (3)DuPont

De los datos de la Tabla 1-6 se deduce que la temperatura de autoignición de todas las sustancias se encuentra muy por encima de la máxima temperatura alcanzable en nuestro sistema y que se situaría en torno a los 100°C en el caso del CPC AoSol 1.12X y el VITOSOL 100 y en torno a los 150°C en el caso del captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300. En cuanto a la toxicidad, existe una diferencia clara entre el amoníaco y los restantes fluidos. En el caso del R134a y del R227ea tanto las temperaturas de autoignición como los límites de explosividad no se presentan dado que se trata de sustancias no inflamables.

Por lo tanto, ninguno de los fluidos considerados plantea problemas desde el punto de vista de la temperatura de autoignición lo que es importante en cuanto a posibles fugas. Desde el punto de vista de la toxicidad, el amoníaco es el fluido menos apropiado.

1.5 Preselección de fluidos

La preselección de fluidos de trabajo se hace en esta sección de forma independiente para el grupo de fluidos húmedos y secos pues en la siguiente sección se incorporará la posibilidad de una etapa de sobrecalentamiento en el ciclo y se desea comparar el efecto de dicha modificación entre ambos tipos de fluidos.

En cuanto a los fluidos húmedos, a pesar de ser el amoníaco mucho más tóxico que el R152a y poseer unas presiones de saturación también más elevadas, su valor de la temperatura de autoignición (651°C), sus elevados valores de los límites de explosividad y sus conocidas buenas propiedades de transporte hacen que no se descarte a este fluido como posible candidato. Por sus mayores valores del rendimiento total frente al propano y al R134a, los cuales se descartan, se seguirá considerando también al R152a.

En cuanto a los fluidos secos, por sus reducidos valores del rendimiento total se descarta al R227ea. Entre el butano y el isobutano, el primero de ellos es más tóxico y menos seguro que el segundo pero presenta mejores valores del rendimiento total y una curva de equilibrio líquido – vapor más apropiada para la operación con el captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 principalmente.

Por su parte, el rendimiento total alcanzable es similar en el caso de usar pentano o isopentano, siendo algo menor el alcanzable con neopentano. De entre los dos primeros, el isopentano posee una temperatura de autoignición mayor que el pentano y unos límites de explosividad ligeramente inferiores.

De acuerdo con todo lo anterior se va a seguir considerando al amoníaco, R152a, butano, pentano e isopentano cuyos resultados obtenidos en las secciones anteriores se concentran en la Tabla 1-7 para facilitar la comparación.

Tabla 1-7. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine sin sobrecalentamiento ni recuperación y rendimiento total con cada uno de los cuatro captadores considerados y amoníaco, R152a, butano, pentano e isopentano como fluidos de trabajo.

$t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C} ; G = 1000 \text{ W/m}^2$										
	Amoníaco		R152a		Butano		Pentano		Isopentano	
$\eta_b =$	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75
$\eta_t =$	1	0.50	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
x_3	0.80	0.88	0.88	0.92	–	–	–	–	–	–
$\eta_R (\%)$	14.98	6.85	13.73	9.67	14.17	10.35	14.34	10.66	14.19	10.52
AoSOL 1.12X $\eta(\%)$	7.25	3.31	6.92	4.87	6.99	5.10	7.00	5.20	6.95	5.15
VITOSOL 100 $\eta(\%)$	8.35	3.82	8.05	5.66	8.09	5.91	8.08	6.01	8.03	5.95
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	120	120	105	105	140	140	150	150	150	150
x_3	0.72	0.80	0.85	0.89	–	–	–	–	–	–
$\eta_R (\%)$	17.32	7.56	14.18	9.91	18.31	13.15	19.77	14.59	19.43	14.27
SHUCO $\eta(\%)$	9.35	4.07	8.53	5.95	9.41	6.74	8.98	6.61	8.99	6.59
VITOSOL 300 $\eta(\%)$	11.14	4.86	9.51	6.64	11.57	8.30	11.98	8.83	11.84	8.69

2 Mejora de la operación y el rendimiento mediante sobrecalentamiento del vapor y recuperación de calor

Se considera en esta sección la introducción del sobrecalentamiento del vapor en el ciclo con fluidos húmedos así como el proceso de recuperación en el ciclo con fluidos secos. En este último caso se sigue considerando como valor representativo de la eficiencia del recuperador el valor de 0.8 de igual forma a como se ha hecho en el capítulo anterior.

En la Tabla 2-1 se dan los resultados de incorporar el sobrecalentamiento necesario en el ciclo Rankine con amoníaco y R152a para obtener un título del vapor de 0.90 tras el proceso de expansión en la turbina de vapor, tanto en el ciclo ideal como real. También se dan los resultados de incorporar el proceso de recuperación de calor con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ en el ciclo con butano, pentano e isopentano.

Como se observa, el sobrecalentamiento necesario es mayor en el caso del amoníaco que en el caso del R152a, lo que se encuentra directamente relacionado con la pendiente de la línea de entropía del vapor saturado en el diagrama T-s de la sustancia (ver Figura 1-2a, sección 1.2.2). Además, para el CPC AoSol y el VITOSOL 100 con amoníaco en el

ciclo Rankine, dada la limitación impuesta de 100°C como máxima temperatura del vapor, es necesario reducir la temperatura de evaporación por debajo de los 100°C en el ciclo real para obtener $x_3 = 0.90$. Esto supone una ligera reducción del rendimiento total (inferior al 1%) respecto al ciclo sin sobrecalentamiento y $t_{\text{evap}} = 100^\circ\text{C}$. Lo anterior no sucede en el caso del R152a, para el que no es necesario incorporar etapa de sobrecalentamiento si $\eta_b = \eta_t = 0.75$.

Tabla 2-1. Título del vapor, rendimiento térmico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recuperación y rendimiento total con cada uno de los cuatro captadores considerados y amoníaco, R152a, butano, pentano e isopentano como fluidos de trabajo.

$t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C} ; G = 1000 \text{ W/m}^2$										
	Amoníaco		R152a		Butano ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$)		Pentano ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$)		Isopentano ($\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$)	
$\eta_b =$	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75
$\eta_t =$	1	0.50	1	0.75	1	0.75	1	0.75	1	0.75
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	86	97	98	100	100	100	100	100	100	100
$t_2 [^\circ\text{C}]$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
x_3	0.904	0.905	0.905	0.92	–	–	–	–	–	–
η_R (%)	12.86	6.71	13.59	9.67	14.74	11.11	15.30	11.73	15.24	11.66
η (%) AoSol 1.12X	6.62	3.28	6.87	4.87	7.17	5.34	7.29	5.53	7.27	5.51
η (%) VITOSOL 100	7.73	3.80	8.00	5.66	8.27	6.15	8.37	6.34	8.36	6.31
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	114	120	105	105	140	140	150	150	150	150
$t_2 [^\circ\text{C}]$	150	134	109(e)	106(e)	140	140	150	150	150	150
x_3	0.904	0.905	0.901	0.905	–	–	–	–	–	–
η_R (%)	17.98	8.04	14.46	9.98	19.01	14.19	22.05	17.02	21.83	16.77
η (%) SHÜCO	9.33	4.20(a)	8.62	5.98	9.51	6.88	8.98(d)	6.63(d)	9.03(e)	6.64(e)
η (%) VITOSOL 300	11.40	5.11(b)	9.66	6.68	11.89	8.79	12.92	9.84	12.85	9.74

Cuando se considera el captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 con amoníaco, para obtener $x_3 = 0.90$ a una temperatura de evaporación de 120°C es necesario sobrecalentar hasta 134°C en el ciclo real. En ese caso, el rendimiento total crece respecto al obtenido con el ciclo con vapor saturado un 3.2% y un 5.1% para ambos modelos de captadores respectivamente. Sin embargo, es posible establecer otras condiciones de operación del ciclo que maximizan el valor de η y dan lugar a un título del vapor mayor que 0.90 tras el proceso de expansión en la turbina. Dichas condiciones son las siguientes, en correspondencia con las letras señaladas en la tabla entre paréntesis:

- a) Con el captador plano avanzado de SHÜCO, si $t_{\text{evap}} = 114^{\circ}\text{C}$ y $t_2 = 150^{\circ}\text{C}$, en cuyo caso $\eta_R = 8.24\%$, $\eta = 4.27\%$ y se obtendría vapor sobrecalentado a la salida de la turbina en el ciclo con $\eta_b = 0.75$ y $\eta_t = 0.50$. La temperatura de evaporación es menor que 120°C porque con este captador es posible obtener el máximo del rendimiento con este fluido.
- b) Con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300, $t_{\text{evap}} = 120^{\circ}\text{C}$ y $t_2 = 150^{\circ}\text{C}$, en cuyo caso $\eta_R = 8.41\%$, $\eta = 5.28\%$ y se obtendría un título del vapor a la salida de la turbina de 0.977 con $\eta_b = 0.75$ y $\eta_t = 0.50$.

En el caso del R152a y el captador de SHÜCO y el VITOSOL 300 con una pequeña etapa de sobrecalentamiento es posible alcanzar $x_3 = 0.90$ incrementándose el rendimiento en menos de un 0.7%. Sin embargo, sería posible sobrecalentar hasta una temperatura de 150°C :

- c) Obteniéndose vapor sobrecalentado a la salida de la turbina y un mayor rendimiento, en concreto, un 11.87% para el rendimiento térmico del ciclo Rankine y un 6.50% y un 7.67% para el rendimiento total con el captador de SHÜCO y el VITOSOL 300 respectivamente y $\eta_b = \eta_t = 0.75$. Por tanto, la mejora en η se situaría en torno al 8.7% y al 14.8% también respectivamente.

En cuanto a los fluidos secos, las condiciones mostradas en la Tabla 2-1 corresponden al ciclo con vapor saturado con la máxima temperatura de evaporación considerada en cada caso. El incremento relativo en η al incorporar el proceso de recuperación con $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$ en el ciclo real se sitúa entre el 4.7% y el 7% si se utiliza el CPC AoSol 1.12X, entre el 4% y el 6% si se utiliza el VITOSOL 100, hasta un 2% si se utiliza el captador plano avanzado de SHÜCO y entre el 6% y el 12% si se utiliza captador de tubos de vacío VITOSOL 300.

Los valores mostrados en la Tabla 2-1 para el butano, pentano e isopentano corresponde a los mayores valores alcanzables de η salvo en el caso del pentano y el isopentano con el captador plano avanzado de SHÜCO. En ese caso es posible encontrar un máximo en η para temperaturas de evaporación inferiores a los 150°C en el ciclo con vapor saturado. En concreto:

- d) En el caso del pentano el máximo en η se sitúa en el 7.02% que se alcanza para $t_{\text{evap}} = 123^{\circ}\text{C}$ en el ciclo con $\eta_b = \eta_t = 0.75$.
- e) En el caso del isopentano el máximo en η se sitúa en el 6.99% que se alcanza también para $t_{\text{evap}} = 123^{\circ}\text{C}$ en el ciclo con $\eta_b = \eta_t = 0.75$.

En los dos casos anteriores el sobrecalentamiento adicional produce un aumento en η_R pero no en η . Los valores máximos de η señalados con pentano e isopentano con el captador plano de SHÜCO suponen un aumento del rendimiento total en torno al 6% respecto a los valores máximos alcanzables con el ciclo sin recuperación (ver Tabla 1-7, sección 1.5).

Por lo tanto, el efecto de la recuperación de calor en el rendimiento del ciclo solar depende tanto del fluido de trabajo del ciclo Rankine como del modelo de captador solar que se considere, comportamiento éste ya apuntado en la sección dedicada a la media temperatura.

3 Tecnología HTF con pentano como fluido de trabajo en el ciclo Rankine y agua como fluido portador

Hasta ahora el rendimiento del ciclo solar se ha calculado suponiendo una configuración de generación directa de vapor (GDV) pues con el uso de dicho concepto es posible estimar el máximo valor del rendimiento alcanzable por el motor térmico solar de baja temperatura con cada combinación fluido - captador. Sin embargo, las experiencias de sistemas basados en la tecnología GDV de baja temperatura son prácticamente inexistentes – pudiéndose citar únicamente las medidas realizadas por Oommen y Jayaraman (2002) – siendo más habitual la utilización de la configuración de fluido de transferencia de calor (HTF) con agua presurizada como fluido portador.

En las secciones anteriores se ha demostrado que el pentano es el fluido que mejor rendimiento del ciclo solar puede proporcionar con los cuatro modelos de captadores solares de baja temperatura considerados. Muy cerca de dicho fluido se encuentra el isopentano con una temperatura de autoignición 111°C mayor. Sin embargo, en ambos casos dicho parámetro se encuentra lo suficientemente alejado de las temperaturas máximas alcanzables por el fluido de trabajo en el ciclo solar como para que dicho aspecto sea decisivo. En esta sección se considera la configuración HTF con pentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine con el objeto de estimar con una mayor representatividad los máximos valores del rendimiento del ciclo solar con tecnologías de baja temperatura.

El análisis del rendimiento de la configuración HTF en baja temperatura se lleva a cabo de forma idéntica a como se ha llevado a cabo en el capítulo 3 para la tecnología solar térmica de media temperatura. Se considera un valor máximo para la temperatura de salida del agua del captador (t_A) de 100°C en el caso del CPC AoSol y del captador plano VITOSOL 100 y de 150°C en el caso del captador plano avanzado de SHÜCO y el captador de tubos de vacío VITOSOL 300. En cuanto a la variable que relaciona el

proceso de calentamiento/enfriamiento del agua y los procesos de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento del pentano en el ciclo, esto es, la diferencia mínima de temperaturas alcanzable entre ambos flujos de fluido (Δt_{\min}), se aconseja un valor entre 3 K y 5 K para procesos de baja temperatura [Cheresources.com], escogiéndose el valor de 5 K para los resultados que se van a mostrar en esta sección. Las propiedades termodinámicas del agua se han determinado, de igual forma que en el capítulo 2, mediante el uso de la formulación IAPWS-F95 de Wagner y Pruß (2002).

Un primer análisis en la configuración HTF consiste en la visualización de la influencia de la temperatura de evaporación en el ciclo Rankine sobre el valor del rendimiento total. Esto se ha representado en la Figura 3-1 para cada uno de los cuatro captadores, con el ciclo ideal con recuperación y sobrecalentamiento. Dicha representación se ha realizado para los valores máximos establecidos para el agua a la salida del captador y por lo tanto, para los mayores valores de la temperatura de sobrecalentamiento del vapor de pentano en el ciclo. Esto se debe a que previamente se ha comprobado que en el caso con recuperación y $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, para una temperatura de evaporación dada, el η de la configuración HTF siempre crece con la temperatura de sobrecalentamiento del vapor en el ciclo.

Como se observa, en los cuatro casos el rendimiento total presenta un máximo respecto de la temperatura de evaporación y de igual forma que sucede con la configuración GDV, el mayor valor de η se alcanza con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 en cuyo caso η se sitúa por encima del 10% en el ciclo ideal.

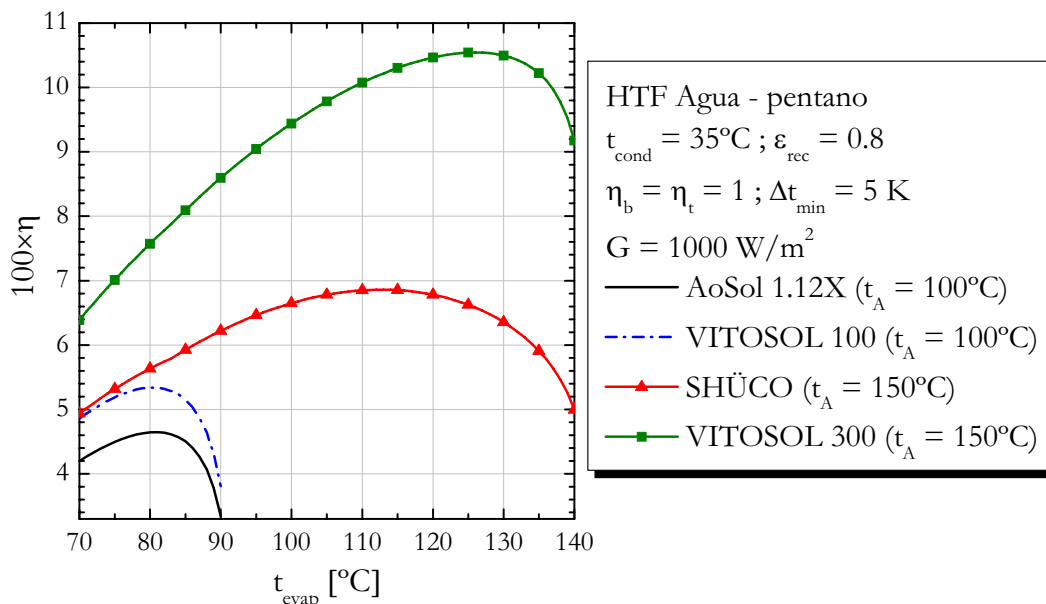


Figura 3-1. Rendimiento total del ciclo solar con cada uno de los captadores considerados en una configuración HTF con pentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine con recuperación y agua como fluido de transferencia de calor.

En la Tabla 3-1 se dan, para el ciclo real con $\eta_b = \eta_t = 0.75$, los valores de la temperatura de evaporación que maximizan el rendimiento total del ciclo solar con cada uno de los cuatro captadores solares considerados y el valor del propio máximo de η . También se proporciona el valor del rendimiento térmico del ciclo Rankine en dicho máximo. De la tabla se deduce que el mayor rendimiento alcanzable se sitúa por debajo del 8%, valor éste que puede conseguirse con un captador de tubos de vacío como el VITOSOL 300.

Tabla 3-1. Temperatura de evaporación que maximiza el rendimiento total y rendimiento térmico del ciclo Rankine con pentano y rendimiento total en dicho máximo para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$ y $G = 1000 \text{ W/m}^2$.

$t_{cond} = 35^\circ\text{C} ; G = 1000 \text{ W/m}^2 ; \Delta t_{min} = 5 \text{ K} ; \epsilon_{rec} = 0.8$						
Modelo de captador	$\eta_b = \eta_t = 1$			$\eta_b = \eta_t = 0.75$		
	$t_{evap}/t_2 [^\circ\text{C}]$	$100 \times \eta_R$	$100 \times \eta$	$t_{evap}/t_2 [^\circ\text{C}]$	$100 \times \eta_R$	$100 \times \eta$
AoSol 1.12X	81/95	12.18	4.65	79/95	9.02	3.22
VITOSOL 100	80/95	12.00	5.34	79/95	9.02	3.7
SHÜCO	113/145	18.59	6.86	112/145	14.25	5.12
VITOSOL 300	126/145	20.06	10.54	124/145	15.34	7.89

Cuando no se considera el proceso de recuperación en el ciclo Rankine es posible alcanzar un máximo del rendimiento solar para un valor dado de la temperatura de evaporación para valores de la temperatura final de sobrecalentamiento inferiores al máximo establecido cuando se utiliza el captador plano avanzado de SHÜCO y el de tubos de vacío VITOSOL 300. Esto se puede apreciar en la Tabla 3-2, análoga a la anterior, y válida para el ciclo sin recuperación. En ese caso el máximo rendimiento alcanzable se sitúa por debajo del 7%.

Tabla 3-2. Temperatura de evaporación y de final de sobrecalentamiento que maximiza el rendimiento total y rendimiento térmico del ciclo Rankine con pentano y rendimiento total en dicho máximo para $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0$ y $G = 1000 \text{ W/m}^2$.

$t_{cond} = 35^\circ\text{C} ; G = 1000 \text{ W/m}^2 ; \Delta t_{min} = 5 \text{ K} ; \epsilon_{rec} = 0$						
Modelo de captador	$\eta_b = \eta_t = 1$			$\eta_b = \eta_t = 0.75$		
	$t_{evap}/t_2 [^\circ\text{C}]$	$100 \times \eta_R$	$100 \times \eta$	$t_{evap}/t_2 [^\circ\text{C}]$	$100 \times \eta_R$	$100 \times \eta$
AoSol 1.12X	81/95	11.12	4.26	79/95	8.00	2.87
VITOSOL 100	81/95	11.12	4.90	79/95	8.00	3.31
SHÜCO	107/128	15.04	6.26	107/132	11.14	4.50
VITOSOL 300	129/145	17.68	9.20	126/145	12.84	6.60

De los datos de las tablas anteriores también se puede cuantificar el efecto de incluir la etapa de recuperación en el ciclo Rankine. En el ciclo real, el incremento en η se sitúa en el 12.2% en el caso del CPC AoSol 1.12X, en el 11.8% en el caso del VITOSOL 100, en el 13.8% en el caso del captador plano avanzado de SHÜCO y en el 19.5% en el caso del VITOSOL 300.

4 Resumen de resultados

Los resultados obtenidos tras la caracterización del motor térmico solar con captadores de baja temperatura (plano, CPC y tubos de vacío) se resumen en los siguientes párrafos:

- En relación al ciclo termodinámico de Rankine ideal con vapor saturado sin recuperación, el rendimiento térmico (η_R) del mismo se encuentra entre el 6% y el 15% para temperaturas de evaporación (t_{evap}) hasta 100°C y temperaturas de condensación (t_{cond}) entre 30°C y 50°C con los fluidos considerados. El amoníaco presenta un título de vapor inferior a 0.90 en prácticamente toda la región anterior, lo que no sucede con el propano, R152a y R134a. Para t_{evap} superiores a los 100°C es posible alcanzar valores de η_R de hasta un 19.1% con butano y $t_{\text{evap}} = 140^\circ\text{C}$, un 17.2% con isobutano y $t_{\text{evap}} = 125^\circ\text{C}$ y un 20.5%, 20.2% y 19% con pentano, isopentano y neopentano respectivamente y $t_{\text{evap}} = 150^\circ\text{C}$. El efecto del proceso de recuperación de calor en los niveles de temperatura de evaporación anteriores no es importante, situándose la mejora por debajo del 18% en el mejor de los casos, esto es, con pentano e isopentano, y en torno al 8% con butano.
- Con la configuración del ciclo Rankine ideal con vapor saturado sin recuperación es posible alcanzar rendimientos del ciclo de potencia solar (η) de baja temperatura en una configuración de generación directa de vapor entre el 7% y el 8% con el CPC AoSol, entre el 8.5% y el 9% con el captador plano VITOSOL 100 y entre el 9% y el 10% con el captador plano avanzado de SHÜCO si se utiliza amoníaco, R152a, butano, isobutano, pentano, isopentano y neopentano como fluidos de trabajo del ciclo y una temperatura de condensación de 30°C. Si no se considera al R152 ni al isobutano, los valores anteriores se sitúan entre el 11.5% y el 12.5% con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300. Para una temperatura de condensación de 50°C es posible alcanzar valores de η entre el 5% y el 5.6% con el CPC AoSol y entre el 6% y el 6.4% con el captador plano VITOSOL 100. Si no se considera al R152, los valores anteriores se sitúan entre el 7.2% y el 7.7% con el captador plano avanzado de SHÜCO y entre el 8.6% y el 10.4% con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300.

- Con la configuración del ciclo Rankine real con vapor saturado sin recuperación y una temperatura de condensación de 35°C – representativa cuando la potencia térmica descargada por el ciclo se emplee en precalentar el agua de alimentación de una unidad de ósmosis inversa – el butano, pentano e isopentano proporcionan los mayores valores de η . Estos valores se encuentran en torno al 5.15% cuando se utiliza el CPC AoSol, en torno al 6% con el VITOSOL 100, al 6.6% con el captador plano avanzado de SHÜCO y en torno al 8.3%-8.8% con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300.
- Cuando se incorpora el proceso de recuperación con $\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$ en el ciclo real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) los mayores valores del rendimiento total se alcanzan con pentano e isopentano. Para una temperatura de condensación de 35°C dichos valores se encuentran en torno al 5.5% con el CPC AoSol, al 6.3% con VITOSOL 100, al 7% con el captador plano avanzado de SHÜCO y al 9.75% con el VITOSOL 300.
- En una configuración del ciclo de potencia solar con agua como fluido de transferencia de calor (HTF) y pentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine real ($\eta_b = \eta_t = 0.75$) con recuperación ($\varepsilon_{\text{rec}} = 0.8$) es posible alcanzar valores de η en torno al 3.2%, 3.7%, 5.1% y 7.9% con el CPC AoSol, VITOSOL 100, captador plano avanzado de SHÜCO y con el VITOSOL 300 respectivamente. Los valores anteriores suponen una reducción respecto a los señalados en el párrafo anterior de un 40% en los dos primeros casos y de un 20%-25% en los dos segundos.

5 Conclusiones

Con las sustancias consideradas como fluidos de trabajo del ciclo Rankine es posible obtener rendimientos térmicos del ciclo (η_R) ideal sin recuperación ni sobrecalentamiento de hasta un 15% para temperaturas de evaporación de 100°C y hasta un 20% para t_{evap} hasta 150°C. El efecto de la recuperación en este caso es menor que en el de los ciclos concebidos para su utilización con tecnologías de media temperatura por ser menor el potencial de recuperación.

En cuanto al ciclo de potencia solar, los mayores valores del rendimiento total (η) se obtienen con el captador de tubos de vacío VITOSOL 300 seguido del captador plano avanzado de SHÜCO, del captador plano VITOSOL 100 y del CPC AoSol. Además, los fluidos secos escogidos – pentano e isopentano principalmente – presentan un mejor comportamiento que los húmedos.

En el caso del ciclo real con valores de los rendimientos isoentrópicos de la bomba y de la turbina de vapor 0.75 y una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C – representativa para el caso en el que la potencia térmica descargada por el ciclo se emplee en el precalentamiento de la alimentación de una unidad de ósmosis inversa – el

rendimiento total del ciclo se encuentra entre el 5% y el 10% dependiendo del captador solar térmico que se utilice, ya sea el ciclo sin o con recuperación.

Debido a los menores valores de rendimiento alcanzables en la configuración de baja temperatura del ciclo de potencia solar, para una misma potencia mecánica generada la potencia térmica descargada por el ciclo es mayor que la correspondiente al ciclo de media temperatura. Sin embargo, debido a los menores valores de la temperatura de condensación, la flexibilidad respecto a qué aplicaciones pueden ser alimentadas con dicha potencia térmica es menor.

6 Referencias

- BLANCO, J.; D. ALARCÓN. 2006. Informe interno. Proyecto OSMOSOL.
- BÜCKER, D.; W. WAGNER. Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid Phase *n*-Butane and Isobutane. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2006, vol. 35, p. 929-1019.
- CHERESOURCES.COM. *Pinch technology: basics for the beginners*. Disponible en < <http://www.solarpaces.org/pinchtech.pdf> >. [Última consulta 10 de agosto de 2005].
- COLLARES - PEREIRA, M; M. JOÃO – CARVALHO; J. CORREIA DE OLIVEIRA. New low concentration CPC type collector with convection controlled by a honeycomb TIM material: a compromise with stagnation temperature control and survival of cheap fabrication materials. ISES Solar World Congress. Solar Energy for a Sustainable Future. Goteborg, 14 – 19 de junio de 2003.
- JAESCHKE, M.; P. SCHLEY. Ideal-Gas Thermodynamic Properties for Natural-Gas Applications. *International Journal of Thermophysics*. 1995, vol. 16, n° 6, p. 1381-1392.
- LEMMON, E. W.; A. R. H. GOODWIN. Critical Properties and Vapor Pressures Equations for Alkanes C_nH_{2n+2} : Normal Alkanes With $n \leq 36$ and Isomers for $n=4$ Through $n=9$. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2000, vol. 29, n° 1, p. 1-39.
- LEMMON, E. W.; R. SPAN. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids. *Journal of Chemical and Engineering Data*. 2006, vol. 51, n° 3, p. 785-850.
- LIBERT, J. J.; A. MAUREL. Desalination and renewable energies – A few recent developments. *Desalination*. 1981, vol. 39, p. 363-372.
- MANOLAKOS, D.; G. MAKRIS; G. PAPADAKIS; S. KYRITSIS; K. BOUZIANAS. Autonomous Low-Temperature Solar Rankine Cycle System for Reverse Osmosis Desalination. EUROSUN 2004. The 5th ISES Europe Solar Conference. Friburgo (Alemania), 20-23 de junio de 2004.
- MANOLAKOS, D.; G. PAPADAKIS; E. S. MOHAMED; S. KYRITSIS; K. BOUZIANAS. Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination. *Desalination*. 2005, vol. 183, p. 73-80.

- MIYAMOTO, H.; K. WATANABE. A Thermodynamic Property Model for Fluid-Phase Propane. *International Journal of Thermophysics*. 2000, vol. 21, n° 5, p. 1045-1072.
- OOMMEN, R.; S. JAYARAMAN. Development and performance analysis of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses—‘V’ groove reflector. *Renewable Energy*. 2002, vol. 27, p. 259-275.
- OUTCALT, S. L.; M. O. MCLINDEN. A Modified Benedict-Webb-Rubin Equation of State for the Thermodynamic Properties of R152a (1,1-difluoroethane). *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 1996, vol. 25, n° 2, p. 605-636.
- SPAN, R.; W. WAGNER. Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids. *International Journal of Thermophysics*. 2003, vol. 24, n° 1, p. 41-109.
- TILLNER-ROTH, R.; F. HARMS-WATZENBERG; H. D. BAEHR. Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak. *DKV-Tagungsbericht*. 1993, vol. 20, p. 167-181.
- TILLNER-ROTH, R.; H. D. BAEHR. An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 1994, vol. 23, n° 5, p. 657-729.
- TIWARI, G. N. *Solar Energy. Fundamentals, Design, Modelling and Applications*. Nueva Delhi, Alpha Science, 2002. 525 p. ISBN 1-84265-106-4.
- WAGNER, W; A. PRUß. The IAPWS Formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 2002, vol. 31, n° 2, p. 387-535.

Anexo A: Ecuaciones de estado multiparamétricas de los fluidos considerados

Tabla A-1. Referencia, forma funcional e intervalo de validez de las ecuaciones de estado multiparamétricas del agua, amoníaco, propano y R134a.

SUSTANCIA [Referencia]	ECUACIÓN DE ESTADO: $\frac{f}{RT} = \Phi(\delta, \tau) = \Phi^0(\delta, \tau) + \Phi^r(\delta, \tau)$		INTERVALO DE VALIDEZ	
	$\Phi^0(\delta, \tau) =$	$\Phi^r(\delta, \tau) =$	T [K]	p [MPa]
AGUA [Wagner y Pruß, 2002]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^8 a_i^0 \ln[1 - \exp(-n_i^0 \tau)]$	$\sum_{i=1}^7 n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_8^{51} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\delta^{c_i}) + \sum_{52}^{54} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\alpha_i (\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau - \gamma_i)^2) + \sum_{55}^{56} n_i \Delta^{b_i} \delta \psi$	251.2 – Curva de solidificación - 1273	≤ 1000
AMONÍACO [Tillner-Roth <i>et al.</i> , 1993]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau - \ln(\tau) + \sum_{i=3}^5 a_i^0 \tau^{t_i^0}$	$\sum_{i=1}^5 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=6}^{21} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$	195-700	≤ 1000
PROPANO [Miyamoto y Watanabe, 2000]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^7 a_i^0 \ln[1 - \exp(-n_i^0 \tau)]$	$\sum_{i=1}^8 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=9}^{19} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$	85.48-623	≤ 103
R134a [Tillner-Roth y Baehr, 1994]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^5 a_i^0 \tau^{t_i^0}$	$\sum_{i=1}^8 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=9}^{21} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$	170-455	≤ 70

Tabla A-2. Referencia, forma funcional e intervalo de validez de las ecuaciones de estado multiparamétricas del butano, isobutano, isopentano, neopentano y R227ea.

SUSTANCIA [Referencia]	ECUACIÓN DE ESTADO: $\frac{f}{RT} = \Phi(\delta, \tau) = \Phi^0(\delta, \tau) + \Phi^r(\delta, \tau)$		INTERVALO DE VALIDEZ	
	$\Phi^0(\delta, \tau) =$	$\Phi^r(\delta, \tau) =$	T [K]	p [MPa]
BUTANO [Bücker y Wagner, 2006]	$\ln(\delta) + a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^7 a_i^0 \ln[1 - \exp(-n_i^0 \tau)]$	$\sum_{i=1}^7 n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{23} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\delta^{e_i}) +$ $+ \sum_{i=24}^{25} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\eta_i (\delta - \varepsilon_i)^2 - \beta_i (\tau - \gamma_i)^2)$	134.895 - Curva de solidificación - 575	≤ 69
ISOBUTANO [Bücker y Wagner, 2006]			113.73 - Curva de solidificación -575	≤ 35
ISOPENTANO, NEOPENTANO [Lemmon y Span, 2006]	$a_1 + a_2 \tau + \ln(\delta) + (c_0 - 1) \ln(\tau) - \frac{c_1 T_c^{c_2}}{c_2 (c_2 + 1)} \tau^{-c_2} +$	$\sum_{i=1}^6 n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=7}^{12} n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$	-	-
R227ea [Lemmon y Span, 2006]	$+ \sum_{k=1}^5 v_k \ln[1 - \exp(-u_k \cdot \tau / T_c)]$	$\sum_{i=1}^5 n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=6}^{12} n_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$	-	-

Tabla A-3. Referencia, forma funcional e intervalo de validez de la formulación utilizada para el R152a.

SUSTANCIA	REFERENCIA	CAPACIDAD TÉRMICA ISÓBARA A PRESIONES BAJAS	ECUACIÓN TÉRMICA DE ESTADO	INTERVALO DE VALIDEZ	
		$C_p^0 / R =$	$P(T, \rho) =$	T [K]	p [MPa]
R152a	[Outcalt y McLinden, 1996]	$\sum_{i=0}^3 c_i^0 \left(\frac{T}{T_c} \right)^i$	$\sum_{n=1}^9 a_n(T) \rho^n + \left[\exp \left(- \left(\frac{\rho}{\rho_c} \right)^2 \right) \cdot \left(\sum_{n=10}^{15} a_n(T) \rho^{(2n-17)} \right) \right]$	162-453	≤ 35

Tabla A-4. Referencia, forma funcional e intervalo de validez de las formulación utilizada para el pentano.

SUSTANCIA	CAPACIDAD TÉRMICA ISÓBARA A PRESIONES BAJAS [REFERENCIA]	CONTRIBUCIÓN RESIDUAL DE LA FUNCIÓN DE HELMHOLTZ [REFERENCIA]	INTERVALO DE VALIDEZ	
	$C_p^0 / R =$	$\Phi^r(\delta, \tau) =$	T [K]	p [MPa]
PENTANO	$m_0 + \sum_{k=1,3} m_k \cdot \left(\frac{(m_{k+1}/T)}{\sinh(m_{k+1}/T)} \right)^2 + \sum_{k=5,7} m_k \cdot \left(\frac{(m_{k+1}/T)}{\cosh(m_{k+1}/T)} \right)^2$ [Jaeschke y Schley, 1995, p. 1382]	$\sum_{i=1}^6 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \sum_{i=7}^{12} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \exp(-\delta^{e_i})$ [Span y Wagner, 2003, p. 43]	-	-

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 5

Dimensionado del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado
con energía solar térmica

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Dimensionado del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica

Resumen

Se ha realizado el dimensionado de una unidad de ósmosis inversa de agua de mar cuya bomba de alta presión consume una potencia de 95 kW. La recuperación de la energía del rechazo se realiza mediante intercambiadores de presión, resultando un consumo específico del núcleo en torno a 6.48 MJ/m^3 (1.8 kWh/m^3) para una conversión cercana al 50% y una presión de la alimentación de alta de 5.53 MPa. Esta unidad ha sido acoplada a un ciclo de potencia solar basado en el ciclo Rankine con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo y dos modelos diferentes de captadores cilindro-parabólicos (LS3 e IND300). Además, se proponen configuraciones del ciclo solar tanto en generación directa de vapor como con fluido de transferencia de calor. El acoplamiento se ha realizado suponiendo que toda la potencia mecánica producida por el ciclo es consumida por la bomba de alta presión de la unidad de ósmosis inversa y posteriormente suponiendo también que toda la potencia térmica rechazada por el ciclo se emplea en precalentar el caudal de agua de mar de alimentación. El efecto de éste último aspecto no supone un incremento importante de la producción de agua desalada.

Los resultados obtenidos para una irradiancia solar directa de 850 W/m^2 indican que con el sistema propuesto es posible producir, por cada metro cuadrado de superficie de apertura de captador LS-3, en torno a 83 l/h con tolueno y en torno a 54 l/h – 56 l/h de agua desalada con D4 o MM como fluidos de trabajo del ciclo sin recuperación. Los valores anteriores crecen hasta unos 109 l/h y unos 88 l/h – 94 l/h respectivamente si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8. Por cada metro cuadrado de superficie de apertura del captador cilindro-parabólico IND300 es posible obtener en torno a 63 l/h – 73 l/h con tolueno y en torno a 45 l/h – 51 l/h con D4 o MM como fluidos de trabajo del ciclo sin recuperación respectivamente. Los valores anteriores crecen hasta unos 78 l/h – 85 l/h con tolueno y unos 70 l/h – 76 l/h con D4 o MM si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8.

Índice de materias

RESUMEN	303
ÍNDICE DE MATERIAS	305
ÍNDICE DE FIGURAS	307
ÍNDICE DE TABLAS	309
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	311
SUBÍNDICES	311
SUPERÍNDICES	312
GLOSARIO DE SIGLAS	312
0 PRESENTACIÓN	313
1 UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA DE AGUA DE MAR	314
1.1 DESCRIPCIÓN DEL NÚCLEO DE LA UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA.....	315
1.2 MEMBRANAS DE ÓSMOSIS INVERSA DE AGUA DE MAR	319
2 ACOPLAMIENTO ENTRE EL NÚCLEO DE LA UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA Y EL CICLO DE POTENCIA SOLAR	321
2.1 HIPÓTESIS DE TRABAJO Y PROCESO DE CÁLCULO.....	321
2.2 DISEÑO DE LA UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA A PARTIR DEL ACOPLAMIENTO MECÁNICO	325
2.2.1 Número de membranas por permeador, presión de la alimentación de alta y conversión.....	325
2.2.2 Número de permeadores en paralelo en el módulo de producción de OI a partir del acoplamiento mecánico.....	331
2.3 EFECTO DEL PRECALENTAMIENTO DE LA ALIMENTACIÓN, DEL PROCESO DE RECUPERACIÓN Y DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	333
3 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE DESALACIÓN ALIMENTADO CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA	336
4 CONCLUSIONES	346
5 REFERENCIAS	347
ANEXO A: EL INTERCAMBIADOR DE PRESIÓN Y SU USO EN DESALACIÓN MEDIANTE ÓSMOSIS INVERSA	349
A.0 PRESENTACIÓN	349
A.1 EL INTERCAMBIADOR DE PRESIÓN: ANTECEDENTES Y ESTADO ACTUAL	350
A.1.0 PRIMERAS EXPERIENCIAS CON INTERCAMBIADORES DE PRESIÓN.....	350
A.1.1 FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE PRESIÓN	350
A.1.2 INTERCAMBIADORES DE PRESIÓN FRENTE A SISTEMAS CONVENCIONALES.....	356
A.2 EXPERIENCIAS DE USO DEL INTERCAMBIADOR DE PRESIÓN	359
A.3 DISEÑOS ESPECÍFICOS Y EXPERIENCIAS DE APLICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE PRESIÓN EN SISTEMAS DE ÓSMOSIS INVERSA CON ENERGÍAS RENOVABLES	361
A.4 CONCLUSIONES	363
A.5 REFERENCIAS	364

Índice de figuras

Figura 1-1. Esquema básico del proceso de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa.....	314
Figura 1-2. Núcleo de la unidad de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa.	315
Figura 2-1. Diagrama T-s de un fluido seco que experimenta un ciclo Rankine con recuperación en el que se puede identificar el proceso $x \rightarrow 4$ de cesión de calor...323	
Figura 2-2. Esquema del proceso de cálculo del acoplamiento térmico y mecánico entre el ciclo de potencia solar y la unidad de desalación por ósmosis inversa.....	324
Figura 2-3. a) Flujo medio de permeado total ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 6 membranas SWC5 conectadas en serie.	328
Figura 2-4. a) Flujo medio de permeado total ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 7 membranas SWC5 conectadas en serie.	329
Figura 2-5. a) Flujo medio de permeado total ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 8 membranas SWC5 conectadas en serie.	329
Figura 2-6. Presión de la alimentación de alta, flujo de permeado de la primera membrana y caudales de alimentación y rechazo del permeador en función de la conversión con siete membranas SWC5 conectadas en serie y un flujo medio de permeado de $17 l/m^2 \cdot h$	330
Figura A-1. Esquema básico de funcionamiento del intercambiador de presión.....	351
Figura A-2. Sistema de desalación por ósmosis inversa con intercambiador de presión.	352
Figura A-3. Sistema de desalación por ósmosis inversa con dos intercambiadores y bomba de recirculación.	353
Figura A-4. Operación de una bomba Clark en un sistema de OI [Santos Miranda, 2003, p. 102].	354
Figura A-5. Esquema productivo con bomba Clark para aumentar la conversión por encima del 10% o el 20%.	355
Figura A-6. Esquema de conversión de los sistemas convencionales (a) y no convencionales (b) de recuperación de energía en desalación por ósmosis inversa.	356
Figura A-7. Esquema productivo de la OI con turbina Pelton como sistema recuperador de energía del rechazo.....	358
Figura A-8. Sistemas analizados por Harris (1999).....	361

Figura A-9. Sistema IP de ENERCON y su esquema productivo en una unidad de OI.
Tomado de Paulsen y Hensel (2005, p. 214).....362

Índice de tablas

Tabla 1-1. Características de seis modelos comerciales de membranas de agua de mar de ósmosis inversa y resultados para rechazo de sales y caudal de producto en las condiciones de test.	320
Tabla 2-1. Valores de diseño establecidos por Hydranautics para el flujo medio de permeado del sistema de ósmosis inversa, flujo de permeado de la primera membrana y caudal máximo de alimentación y mínimo de rechazo por cada permeador.	326
Tabla 2-2. Parámetros característicos del módulo de ósmosis inversa cuya bomba de alta presión consume 95 kW con n_p permeadores conectados en paralelo y siete membranas SWC5 conectadas en serie en cada uno de ellos.....	332
Tabla 2-3. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$ y tolueno en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.....	334
Tabla 2-4. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$ y D4 en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.	335
Tabla 2-5. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$ y MM en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.	335
Tabla 3-1. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/LS3 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.....	338
Tabla 3-2. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/LS3 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.	339
Tabla 3-3. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración.....	340
Tabla 3-4. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración.....	341
Tabla 3-5. Características del sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Syltherm 800)/LS3 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.	342
Tabla 3-6. Características del sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Syltherm 800)/LS3 del ciclo de potencia solar.	343
Tabla 3-7. Características de sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Santotherm 55)/IND300 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.....	344

Tabla 3-8. Características de sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Santotherm 55)/IND300 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.	345
Tabla A-1. Plantas de desalación por ósmosis inversa con intercambiadores de presión como sistema recuperador.	356

Glosario de símbolos

A	área [m ²]
b	molalidad [mol/kg]
D4	octametilciclotetrasiloxano
E_{esp}^{OI}	consumo específico del núcleo de la unidad de ósmosis inversa [MJ/m ³]
f_R	factor de conversión del sistema de desalación por ósmosis inversa [adimensional]
G	irradiancia solar [W/m ²]
h	entalpía específica [kJ/kg]
MM	hexametildisiloxano
n_m	número de membranas por permeador
n_p	número de permeadores
P	potencia [kW]
p	presión [kPa]
q	caudal másico [kg/s]
q_v	caudal volumétrico [m ³ /día]
R_{OI}	conversión del sistema de desalación por ósmosis inversa [adimensional]
t	temperatura [°C]
T	temperatura [K]
ε_{rec}	eficiencia del recuperador [adimensional]
ρ_{am}	densidad del agua de mar [kg/m ³]
Δt_{min}	diferencia mínima de temperaturas entre el flujo de fluido de trabajo del ciclo Rankine y el flujo de fluido portador [K]
Δp	pérdida de presión [kPa]
ϕ	flujo medio de permeado [l/m ² ·h]
η	rendimiento [adimensional]

Subíndices

A, P, R	relativos a la alimentación, producto y rechazo de la unidad de ósmosis inversa
AP	relativo a la bomba de alta presión de la unidad de ósmosis inversa
a	relativo a la apertura
amb	relativo a la temperatura ambiente
b	relativo a la irradiancia solar directa o a la bomba del ciclo Rankine
C	relativo a la bomba de circulación de la unidad de ósmosis inversa
cond	relativo al proceso de condensación en el ciclo Rankine
evap	relativo al proceso de evaporización en el ciclo Rankine
m	relativo a la membrana de ósmosis inversa o al rendimiento mecánico de la turbina de vapor
Q	relativo a la energía intercambiada en forma de calor
R	relativo al ciclo Rankine

W relativo a la energía intercambiada en forma de trabajo

Superíndices

AP	relativo a la bomba de alta presión de la unidad de ósmosis inversa
OI	relativo a la unidad de ósmosis inversa
IP	relativo al intercambiador de presión
<i>inicial</i>	relativo al valor de la temperatura de la alimentación de la unidad de ósmosis inversa antes del proceso de precalentamiento
<i>final</i>	relativo al valor de la temperatura de la alimentación de la unidad de ósmosis inversa tras el proceso de precalentamiento
C	relativo a la bomba de circulación de la unidad de ósmosis inversa
AP	relativo a la alta presión en la unidad de ósmosis inversa
PI	relativo a la presión intermedia en la unidad de ósmosis inversa
BP	relativo a la baja presión en la unidad de ósmosis inversa

Glosario de siglas

AP	Alta Presión
PI	Presión Intermedia
BP	Baja Presión
CCP	Captador Cilindro-Parabólico
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
GDV	Generación Directa de Vapor
HTF	Heat Transfer Fluid
IP	Intercambiador de Presión
OI	Ósmosis Inversa
STD	Sólidos Totales Disueltos
TV	Turbina de Vapor

Capítulo 5. Dimensionado del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica

0 Presentación

En este capítulo se procede a acoplar el ciclo de potencia solar caracterizado y optimizado en el capítulo 3 con una unidad de ósmosis inversa (OI) de agua de mar con recuperación de energía mediante intercambio de presión. Para establecer dicho acoplamiento se supondrá, en primera instancia, que toda la potencia mecánica cedida por el ciclo se destina a accionar la bomba de alta presión de la unidad de OI. Con esta condición se dimensiona dicha unidad y teniendo en cuenta los límites de diseño del fabricante de la membrana se escogerán también los principales parámetros de operación de la misma, es decir, la conversión de la unidad y la presión de la alimentación de alta. La unidad de OI hará uso de una membrana de última generación pues, dada su alta permeabilidad, se favorecerá un crecimiento en la cantidad de agua desalada que podrá obtenerse por cada unidad de superficie de apertura del campo solar.

Hecho lo anterior, se analizará el efecto de precalentar el agua de mar de alimentación haciendo uso de la potencia térmica descargada por el ciclo de potencia solar. Lo anterior provocará un incremento de la producción de las membranas de OI, debiéndose valorar si es apropiado o no modificar las condiciones de operación del ciclo en favor de dicho incremento. En cualquier caso, la potencia térmica descargada por el ciclo de potencia solar de media temperatura siempre tendrá como objetivo, en este capítulo, el precalentamiento de la alimentación de la unidad de OI.

En la última parte del capítulo se darán las correspondientes tablas con los diseños propuestos y los parámetros que se consideran más importantes de los mismos.

Por su parte, el Anexo A proporciona información acerca de los sistemas de recuperación de energía del rechazo de la unidad de OI mediante intercambiadores de presión

1 Unidad de ósmosis inversa de agua de mar

La desalación de agua de mar puede llevarse a cabo mediante diferentes tecnologías, entre las que sobresalen la destilación súbita multietapa (*multiple stage flash*, MSF) y la ósmosis inversa (OI) como las dominantes comercialmente. La capacidad instalada mundialmente entre ambos procesos representa en torno al 85% del total superando ya, aunque muy ligeramente, la OI a la MSF según datos de Izagirre Etxeberría (2004) (42.9% correspondiente a OI por un 41.8% a MSF). Otras tecnologías, también comerciales pero de mucha menor implantación, son la destilación multiefecto, la compresión mecánica de vapor y la electrodiálisis.

La OI es una tecnología de desalación caracterizada por su operación a temperatura ambiente mediante un aporte de energía en forma de trabajo mecánico. El elemento exclusivo de la tecnología es la membrana semipermeable en la que tiene lugar la separación parcial del agua y las sales. Los elementos básicos del proceso global de desalación por OI se han esquematizado en la Figura 1-1.

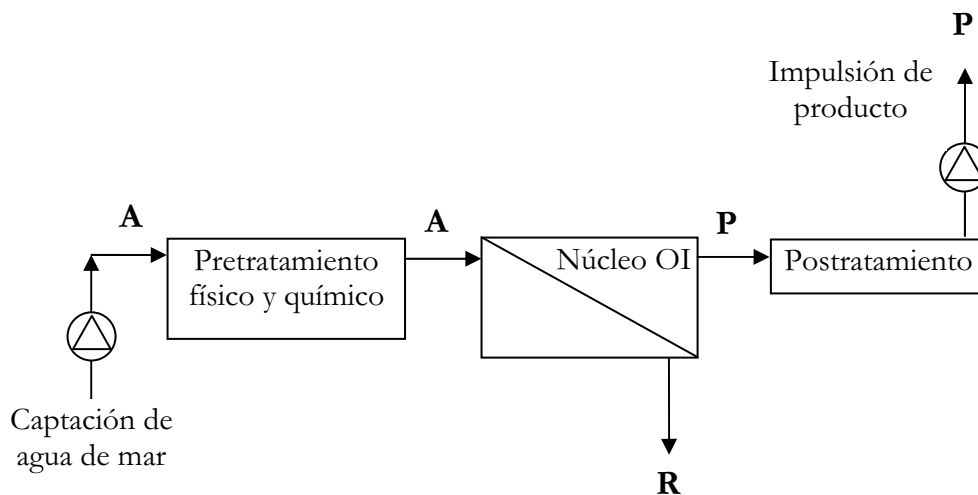


Figura 1-1. Esquema básico del proceso de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa.

En una primera etapa es necesario captar y desplazar el agua de alimentación (A) a pie de planta. Una vez allí, y dependiendo de las características físico-químicas de la misma, debe ser pretratada antes de entrar en contacto con las membranas en el núcleo del proceso. En dicho núcleo es donde tiene lugar el fenómeno físico de la ósmosis inversa y es donde se concentra la gran parte del consumo energético de proceso global. Lo anterior se debe a la necesidad de incrementar la presión del caudal de alimentación por encima de su propia presión osmótica con el objetivo de obtener una producción de agua desalada importante. De esta forma, a la salida del núcleo se dispone de un caudal de agua desalada – producto del proceso (P) – y un caudal de salmuera o rechazo (R). Debido a su presión – ligeramente inferior a la de la alimentación a la entrada del módulo – este caudal

de rechazo suele ser enviado a un sistema de recuperación de energía en la que cede gran parte de su energía al caudal de alimentación. En este capítulo se considera que este proceso de recuperación forma parte del núcleo de la OI. Por su parte, el caudal de agua producto sufre un proceso de postratamiento para adecuar algunas de sus características físico-químicas a su ulterior uso. Por último, suele ser necesario un sistema de bombeo para desplazar el agua desalada desde el punto de producción al punto de almacenamiento o de consumo (industrial, agrícola o humano).

Información más detallada sobre la tecnología de ósmosis inversa puede encontrarse en las siguientes referencias: [Romero Terner, 2003, p. 53-87], [Fariñas Iglesias, 1999], [Medina San Juan, 2000] y [Veza, 2002, p. 179-227].

1.1 Descripción del núcleo de la unidad de ósmosis inversa

En la Figura 1-2 se presenta el esquema básico del núcleo de la unidad de ósmosis inversa con recuperación de energía por intercambio de presión que se pretende acoplar al ciclo de potencia solar. En dicha figura se han señalado los caudales volumétricos (q_v) implicados en el proceso, donde los subíndices A, P y R se refieren a los flujos de alimentación, producto y rechazo respectivamente. El superíndice OI se refiere a los flujos que entran (alimentación) y salen (producto y rechazo) del módulo de producción de ósmosis inversa (OI), módulo de OI de aquí en adelante. Por otra parte, los superíndices AP e IP se refieren a los flujos de alimentación que atraviesan la bomba de alta presión y el intercambiador de presión respectivamente.

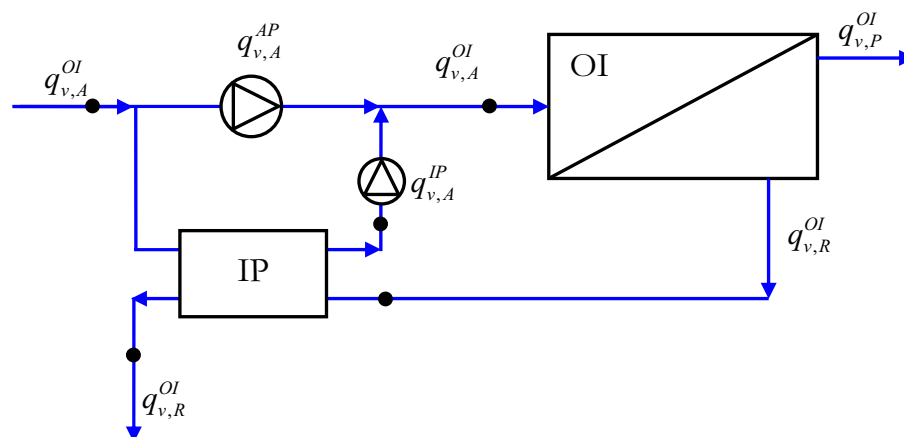


Figura 1-2. Núcleo de la unidad de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa.

El módulo de OI está compuesto por una sola etapa de n_p permeadores conectados en paralelo con n_m membranas de arrollamiento en espiral conectadas en serie en el interior de cada uno de ellos. En los sistemas comerciales de OI de agua de mar el número de membranas por permeador suele oscilar entre 6 y 8.

En una configuración como la de la Figura 1-2 el objetivo de la bomba situada a la salida del intercambiador de presión – bomba de circulación, C (bomba *booster*) – es compensar las pérdidas de presión que tienen lugar en el módulo de ósmosis y en el propio intercambiador de presión (ver Anexo A). Estas pérdidas provocan que el flujo de alimentación que debe procesar dicho dispositivo ($q_{v,A}^{IP}$) posea una presión a la salida del intercambiador algo inferior que la del flujo de alimentación presurizado por la bomba de alta presión ($q_{v,A}^{AP}$). El consumo de la bomba de circulación es mucho menor que el de la bomba de alta presión, representando el correspondiente a ésta última el consumo principal del núcleo de OI. Este consumo es el que se quiere satisfacer mediante su acoplamiento a la turbina de vapor (TV) del ciclo Rankine alimentado con energía solar térmica caracterizado en los capítulos anteriores.

En un sistema como el de la Figura 1-2, y en un sistema de desalación mediante ósmosis inversa en general, se define el factor de conversión del sistema (f_R) como el cociente entre el caudal volumétrico de producto y el caudal volumétrico de alimentación. Expresado en tanto por ciento, dicho factor se conoce como conversión (R_{OI}) del sistema de ósmosis inversa (ec. 1-1). Por otro lado, las variaciones de concentración y presión en el proceso de desalación suponen pequeñas variaciones de la densidad del agua de mar y en buena medida la temperatura se mantiene constante durante el proceso de desalación. Lo anterior hace que el balance de materia en el módulo de OI pueda aproximarse a que el caudal volumétrico de alimentación es la suma del caudal volumétrico de producto y de rechazo (ec. 1-1).

$$R_{OI} = 100 \times f_R = 100 \times \frac{q_{v,P}^{OI}}{q_{v,A}^{OI}} \quad ; \quad q_{v,A}^{OI} = q_{v,P}^{OI} + q_{v,R}^{OI}$$

ec. 1-1

Además, en el caso particular representado en la Figura 1-2 en el que se utiliza un intercambiador de presión como sistema de recuperación de energía, se cumple que el caudal volumétrico de alimentación que se presuriza en el intercambiador de presión es aproximadamente igual al caudal volumétrico de rechazo del módulo de ósmosis inversa (ec. 1-2). Como consecuencia de lo anterior, la bomba de alta presión solo debe presurizar un caudal volumétrico de alimentación igual al de producto (ec. 1-2):

$$q_{v,A}^{IP} = q_{v,R}^{OI} \quad ; \quad q_{v,A}^{AP} = q_{v,P}^{OI}$$

ec. 1-2

Se denotarán con los superíndices BP, PI y AP a los estados de los flujos con baja presión, presión intermedia y alta presión, entendiéndose por:

- Baja presión: la presión de la alimentación antes de ser presurizada por la bomba de alta presión o por el intercambiador de presión, la presión del rechazo a la salida del intercambiador de presión y la presión del producto a la salida del módulo de ósmosis inversa.
- Alta presión: la presión de la alimentación a la entrada del módulo de OI.
- Presión intermedia: la presión del flujo de alimentación a la salida del intercambiador de presión. Esta presión es ligeramente inferior a la alta presión.

El consumo total del núcleo de la unidad de ósmosis inversa (P_W^{OI}), suma del consumo de la bomba de alta presión y de la bomba de circulación, se puede expresar, en primera aproximación, en función de los caudales volumétricos, de las variaciones de presión de los flujos de alimentación al atravesar las correspondientes bombas y de los respectivos rendimientos globales de éstas (η_{AP} y η_C). Con la notación establecida hasta el momento se tiene (ec. 1-3):

$$P_W^{OI} = P_W^{AP} + P_W^C = \frac{q_{v,A}^{AP} \cdot (p_A^{AP} - p_A^{BP})}{\eta_{AP}} + \frac{q_{v,A}^{IP} \cdot (p_A^{AP} - p_A^{PI})}{\eta_C}$$

ec. 1-3

Con la ayuda de la ec. 1-1 y de la ec. 1-2 es posible escribir la expresión anterior en términos del caudal volumétrico de producto y del factor de conversión de la unidad de ósmosis inversa (ec. 1-4):

$$P_W^{OI} = P_W^{AP} + P_W^C = q_{v,P}^{OI} \cdot \left[\frac{(p_A^{AP} - p_A^{BP})}{\eta_{AP}} + \frac{(1 - f_R) \cdot (p_A^{AP} - p_A^{PI})}{f_R \cdot \eta_C} \right]$$

ec. 1-4

La utilización de las dos últimas expresiones es útil a la hora de realizar estimaciones de caudales o potencias consumidas sin atender a la temperatura y concentración de sales de cada uno de los flujos implicados en el proceso de OI.

Una forma más precisa de estimar el consumo del núcleo de la unidad de OI consiste en expresar la ec. 1-4 en términos de las variaciones de entalpía del agua de mar. Para ello, en este capítulo se utilizará la formulación mejorada por García Rodríguez (1999, p. 217-248). En dicha formulación se sustituye la solución multielectrolítica que representa el agua de mar por una disolución binaria formada por agua pura y un electrolito equivalente 1-1 de masa molecular aparente $M_s = 62.83$ g/mol. Con la

utilización de este modelo termodinámico para el agua de mar es posible determinar de una forma precisa la potencia consumida por cada una de las bombas en términos de los caudales máscicos y de las variaciones de entalpía de cada uno de los flujos de alimentación. Además, se permite así el análisis del proceso de precalentamiento de la alimentación a cargo de una fuente térmica ajena al proceso de OI. Si se supone que no existe variación de la temperatura de los caudales máscicos durante el proceso de desalación el consumo total de núcleo de la unidad de OI es:

$$P_W^{OI} = P_W^{AP} + P_W^C = \frac{q_A^{AP} \cdot (h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{BP}, b_A))}{\eta_{AP}} + \frac{q_A^{IP} \cdot (h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{PI}, b_A))}{\eta_C}$$

ec. 1-5

La relación entre el caudal máscico (q) y el caudal volumétrico (q_v) viene dada por la ec. 1-6:

$$q = \frac{\rho_{am} \cdot q_v}{(1 + 10^{-3} \cdot Ms \cdot b)}$$

ec. 1-6

donde ρ_{am} es la densidad del agua de mar y b su molalidad. Por tanto, dado un caudal máscico, el caudal volumétrico correspondiente dependerá de la temperatura, presión y molalidad. En buena aproximación el proceso de OI sucede a temperatura constante y la molalidad del agua de mar de alimentación no cambia antes de su entrada en la unidad de OI a excepción de la posible mezcla que podría producirse en el intercambiador de presión y que se despreciará en el presente análisis (ver Anexo A, secciones A.1.1 y A.1.2). Por otra parte, el efecto de la presión sobre la densidad no es importante en los intervalos de variación en el proceso, por lo que se tomará un valor de la misma correspondiente a la presión inicial de la alimentación (p_A^{BP}) para realizar la conversión entre caudales máscicos y caudales volumétricos de disolución. De acuerdo con lo anterior la ec. 1-5 queda, en función de caudales volumétricos, de la siguiente forma:

$$P_W^{OI} = \frac{\rho_{am}(T, p_A^{BP}, b_A)}{(1 + 10^{-3} \cdot Ms \cdot b_A)} \left[\frac{q_{v,A}^{AP} \cdot (h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{BP}, b_A))}{\eta_{AP}} + \frac{q_{v,A}^{IP} \cdot (h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{PI}, b_A))}{\eta_C} \right]$$

ec. 1-7

Con la utilización de las expresiones dadas por la ec. 1-2 y la definición del factor de conversión es posible expresar la ec. 1-7 en términos del caudal volumétrico de producto (ec. 1-8):

$$P_W^{OI} = \frac{\rho_{am}(T, p_A^{BP}, b_A)}{(1 + 10^{-3} \cdot Ms \cdot b_A)} \cdot q_{v,P}^{OI} \cdot \left[\frac{(h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{BP}, b_A))}{\eta_{AP}} + \frac{(1 - f_R) \cdot (h(T, p_A^{AP}, b_A) - h(T, p_A^{PI}, b_A))}{f_R \cdot \eta_C} \right]$$

ec. 1-8

En cuanto a la potencia térmica ganada por el flujo de alimentación en un proceso de calentamiento previo a su llegada al núcleo de la unidad de OI, ésta se expresa como el producto del caudal másico de alimentación y la variación de entalpía específica del mismo entre un estado de temperatura inicial T_A^{inic} y un estado de temperatura final T_A^{final} :

$$P_Q^{OI} = q_A^{OI} \cdot (h(T_A^{final}, p_A^{BP}, b_A) - h(T_A^{inic}, p_A^{BP}, b_A))$$

ec. 1-9

1.2 Membranas de ósmosis inversa de agua de mar

De todos los elementos de que consta un sistema de desalación por ósmosis inversa, la membrana – en la que tiene lugar el fenómeno físico de separación parcial de las sales del agua – es el elemento característico y exclusivo de la tecnología. En relación a éstas, el campo de la desalación de agua de mar por ósmosis inversa está dominado en la actualidad por la configuración en arrollamiento en espiral de membranas compuestas de poliamida por lo que es una membrana de este tipo la que se va a escoger para la unidad de OI descrita en la sección anterior. Las diferencias principales respecto a la otra configuración utilizada para esta aplicación, la configuración de fibra hueca, es su menor empaquetamiento (área de membrana por unidad de volumen), su menor potencial de ensuciamiento, su mayor facilidad de limpieza y su menor coste de fabricación.

En cuanto a sus parámetros de operación, en la Tabla 2-1 se dan los correspondientes a seis modelos de membrana (de 8 pulgadas) de tres casas comerciales diferentes: Hydranautics [www.membranes.com], TORAY [www.toray.com] y FILMTEC [www.dow.com]. En todos los casos se trata de membranas compuestas de poliamida con una superficie de 37 m² cuyas dimensiones son prácticamente idénticas.

Tabla 1-1. Características de seis modelos comerciales de membranas de agua de mar de ósmosis inversa y resultados para rechazo de sales y caudal de producto en las condiciones de test.

Fabricante	Modelo	Máx. presión aplicable	Máx. temperatura de operación	Rechazo de sales ^a	Caudal de producto
Hydranautics	SWC3+	8.27 MPa	45°C	99.8%	26.5 m ³ /día
	SWC5			99.8%	34.1 m ³ / día
TORAY	TM820-400	6.90 MPa	45°C	99.75%	25.0 m ³ / día
	TM820L-400			99.7%	37.9 m ³ / día
FILMTEC	SW30HR LE-400i	8.3 MPa	45°C	99.75%	28.0 m ³ / día
	SW30X LE-400i			99.7%	34.0 m ³ / día

a. Valor nominal

Las condiciones de test de los fabricantes para los que se obtuvieron los valores de las dos últimas columnas de la Tabla 1-1 son, en los seis casos, alimentación con 32000 ppm de NaCl a 25°C y 5.5 MPa de presión aplicada. Para el resto de parámetros se tiene, para los modelos de Hydranautics, pH = 6.5 – 7.0 y conversión del 10%; para los modelos de TORAY, pH = 7.0 y conversión del 8% y para los modelos de FILMTEC, pH = 8.0 y conversión del 8%. Para el modelo SWC5 de Hydranautics y el modelo SW30XLE-400i de FILMTEC también se da el rechazo de boro para lo que la alimentación contiene 5 ppm de dicho elemento en condiciones de test. Los resultados arrojan un rechazo nominal del boro del 92% y del 88% respectivamente.

En la tabla anterior se ha dado, para cada fabricante, el modelo de membrana para desalación de agua de mar más avanzado y el modelo inmediatamente inferior desde el punto de vista de la producción. El incremento de permeabilidad es importante, aumentando la producción de la membrana entre el 21% y el 52% dependiendo de la marca. Este incremento refleja los últimos avances en el desarrollo de membranas a nivel comercial. Sin embargo, dicha mejora también ha conllevado una reducción en el rechazo de sales o, de forma equivalente, un aumento en el paso de sales salvo en el caso de la membrana SWC5 de Hydranautics.

Entre los modelos más avanzados de cada firma comercial los resultados del test en cuanto al rechazo nominal de sales apenas difieren de un modelo a otro. Sin embargo, desde el punto de vista del paso de sales, el correspondiente al modelo SWC5 es un 33% menor que los restantes. Por otra parte, el caudal de producto de la membrana TM820L-400 de TORAY es más de un 10% mayor que el de los otros dos modelos, lo que contrapesa su menor valor de máxima presión aplicable. En cuanto a la máxima temperatura de operación, las tres membranas tienen igual límite. Dado que en nuestro estudio la presión de la alimentación de alta podría alcanzar los 7 MPa o incluso más no se utilizará la membrana TM820L-400 de TORAY. Entre los otros dos modelos no existe ninguna diferencia significativa de forma que se tomará el modelo SWC5 de Hydranautics

por tener un rechazo de sales y de boro y un caudal de agua producto ligeramente superior y porque el fabricante especifica en su hoja de características el caudal máximo de alimentación y la relación mínima entre el caudal de rechazo y de producto. Estos dos parámetros son importantes con el objeto de asegurar un correcto funcionamiento y una mayor durabilidad de la membrana. A lo anterior se une que este fabricante ofrece los límites de diseño detallados en función del origen y tipo de agua de alimentación, una información útil y necesaria para el diseño adecuado de la unidad de OI.

Los modelos de membrana de ósmosis inversa de agua de mar considerados pueden dar una idea de las características de producción y rechazo de los modelos comerciales más avanzados. Por lo tanto, parece lógico pensar que los resultados que se obtengan en el presente capítulo, y que se encuentren relacionados de alguna manera con el modelo de membrana seleccionado, sean válidos o aproximadamente válidos para cualquier otro modelo comercial de membrana que tenga unas características de operación similares a las de la membrana SWC5 de Hydranautics.

Una última cuestión importante relacionada con la membrana y que condiciona el diseño del módulo de OI de la unidad de desalación son las condiciones hidráulicas establecidas por el fabricante en relación a las velocidades de los flujos que procesa la membrana. En ese sentido, en el caso de la membrana SWC5 de Hydranautics se establece un caudal máximo de alimentación de 17 m³/h (408 m³/día) y un valor mínimo del cociente entre el caudal de rechazo y el caudal de permeado de 5 para cada membrana. Estos dos valores – especialmente el primero de ellos – condicionan el número de permeadores, la conversión de cada permeador y la presión de la alimentación de alta cuando se fija la potencia consumida por la bomba de alta presión de la unidad de OI de la Figura 1-2. Estos aspectos se tratarán en detalle en la sección 2.2.

2 Acoplamiento entre el núcleo de la unidad de ósmosis inversa y el ciclo de potencia solar

2.1 Hipótesis de trabajo y proceso de cálculo

En el sistema de desalación mediante energías renovables que se trata en la presente memoria se pueden distinguir dos subsistemas:

- El subsistema cuya finalidad es transformar el recurso energético renovable (energía procedente del sol) en una forma de energía utilizable por la unidad desaladora de OI. Este subsistema se encuentra compuesto por el campo solar y el ciclo de potencia y se le puede denominar ciclo de potencia solar.

- El subsistema cuya finalidad es emplear la energía proporcionada por el ciclo de potencia solar en producir una determinada cantidad de agua desalada a partir de una determinada cantidad de agua de mar de alimentación. Este subsistema no es más que la unidad de OI descrita en la sección 1.1.

Mediante el ciclo de potencia solar se dispone de una cierta cantidad de potencia mecánica y térmica cedida por el fluido de trabajo del ciclo termodinámico de Rankine en el proceso de expansión en la turbina en el primer caso y de cesión de calor en un intercambiador en el segundo. En el presente capítulo se plantea el acoplamiento entre los dos subsistemas anteriores de forma que toda la potencia mecánica desarrollada en el ciclo Rankine se emplea en accionar la bomba de alta presión de la unidad de OI y toda la potencia térmica cedida en el mismo ciclo se emplea en precalentar el agua de mar de alimentación desde una temperatura inicial $T_A^{inicial}$ hasta una temperatura final T_A^{final} . Por lo tanto, se trata de un acoplamiento mecánico y térmico de los dos subsistemas en el que se supondrá que la temperatura de cada uno de los flujos másicos implicados en el proceso de OI se mantendrá constante e igual a T_A^{final} durante todo el proceso de desalación. Para realizar lo anterior es necesario resolver el sistema de dos ecuaciones mediante el que se expresa formalmente el acoplamiento anteriormente descrito. Para ello, se denotará por $P_W^{TV, eje}$ a la potencia mecánica disponible en el eje de la turbina de vapor del ciclo Rankine, producto del rendimiento mecánico (η_m) y la potencia interna real desarrollada por la turbina de vapor, P_W^{TV} , de forma que el sistema de ecuaciones a resolver se expresa de manera resumida mediante la ec. 2-1:

$$\left. \begin{array}{l} |P_W^{TV, eje}| - P_W^{AP} = 0 \\ |P_Q^{x \rightarrow 4}| - P_Q^{OI} = 0 \end{array} \right\}$$

ec. 2-1

donde P_W^{AP} y P_Q^{OI} son las magnitudes descritas en la sección 1.1 y $P_Q^{x \rightarrow 4}$ es la potencia térmica cedida en el proceso de cesión de calor $x \rightarrow 4$ del ciclo termodinámico de Rankine con un fluido seco como sustancia de trabajo (ver Figura 2-1). En el caso del ciclo sin recuperación el estado x es igual al estado 3 de salida de la turbina de vapor, lo que se puede considerar como un caso límite del caso con recuperación en relación al sistema de ecuaciones anterior (ec. 2-1).

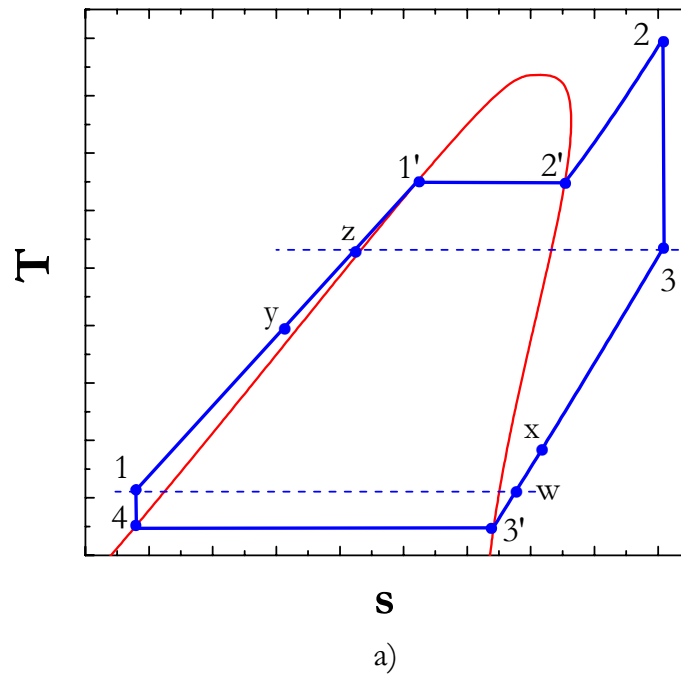


Figura 2-1. Diagrama T-s de un fluido seco que experimenta un ciclo Rankine con recuperación en el que se puede identificar el proceso $x \rightarrow 4$ de cesión de calor.

El resultado de resolver el sistema de ecuaciones anterior será el conocimiento de los valores de la temperatura final del agua de alimentación tras el proceso de precalentamiento y la presión de la alimentación de alta, lo que permitirá el cálculo de la producción de la unidad de OI ya dimensionada. La realización del cálculo anterior requiere dar los valores de una serie de parámetros y una serie de pasos que se esquematizan en la Figura 2-2, válido tanto para una configuración de fluido de transferencia de calor (HTF) como de generación directa de vapor (GDV) del ciclo de potencia solar.

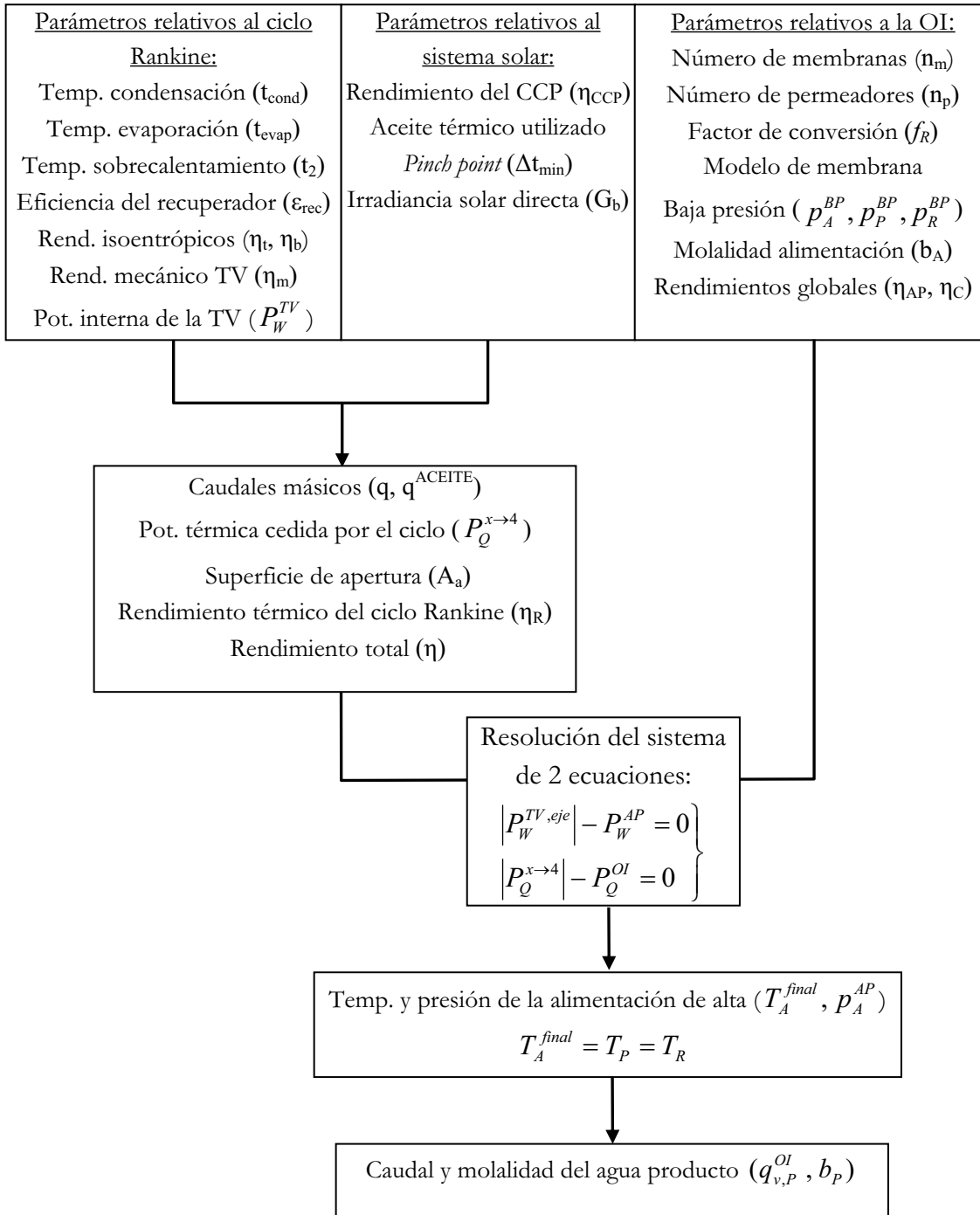


Figura 2-2. Esquema del proceso de cálculo del acoplamiento térmico y mecánico entre el ciclo de potencia solar y la unidad de desalación por ósmosis inversa.

El esquema de la Figura 2-2 es el correspondiente a un acoplamiento entre un ciclo de potencia solar para una potencia fija desarrollada por la turbina de vapor. Este aspecto es importante pues en el futuro también será interesante plantear el diseño del sistema total partiendo de una capacidad de producción de la unidad de OI y una calidad del agua desalada prefijadas. Este último planteamiento es el que suele darse a la hora de diseñar un sistema de desalación por OI para un uso concreto del agua producida. A lo anterior

tendría que unirse la calidad del agua de alimentación bruta, esto es, sin pretratamiento. Sin embargo, el análisis del presente capítulo se centra en el núcleo del proceso de OI y no en el dimensionado concreto de otros aspectos como el mencionado pretratamiento.

El análisis del acoplamiento entre un sistema transformador de energía renovable y un sistema de desalación sugiere relacionar entre sí las variables de ambos subsistemas. En nuestro caso concreto se elige el cociente entre el caudal volumétrico de agua desalada y la superficie de apertura necesaria en el campo solar ($q_{v,p}^{OI} / A_a$) como el parámetro que representa el acoplamiento entre el ciclo de potencia solar y la unidad de OI. A este cociente se le denominará de aquí en adelante caudal de agua desalada por unidad de superficie de apertura y puede estar dado en base a la producción correspondiente a un determinado número de horas de operación, a un día completo o a un año completo, especificándose en cada caso la base temporal a la que está referido. Este parámetro ya ha sido utilizado por Childs *et al.* (1999) en el análisis de la combinación de la tecnología VARI-RO con la tecnología solar fotovoltaica y solar térmica con captadores cilindro-parabólicos y paraboloides.

Previamente al planteamiento del acoplamiento térmico y mecánico se dimensionará el módulo de producción de la unidad de OI para una temperatura del agua de mar de alimentación de 20°C sin precalentamiento, es decir, en un primer paso se resolverá únicamente el acoplamiento mecánico. Una vez conocido el caudal de alimentación de la unidad de OI, éste se mantendrá fijo cuando se incorpore el precalentamiento. De esta forma, el efecto del incremento de la temperatura de la alimentación se compensará con la modificación de la presión de la alimentación de alta y/o la conversión de la unidad de OI con objeto de que se mantenga el acoplamiento mecánico.

2.2 Diseño de la unidad de ósmosis inversa a partir del acoplamiento mecánico

2.2.1 Número de membranas por permeador, presión de la alimentación de alta y conversión

Para llevar a cabo el diseño de una unidad de ósmosis inversa generalmente es necesario conocer las características del agua de alimentación y la calidad y caudal requerido de producto. En la práctica se suele comenzar el diseño fijando un valor del caudal medio de producto por unidad de área de membrana en función del tipo de agua de alimentación que se va a recibir en la unidad de OI. Este valor, que se denominará aquí

flujo medio de permeado (ϕ_p^{OI}), puede variar también en función del fabricante de la membrana. Conocida la capacidad de producción deseada y el modelo de membrana seleccionado es posible estimar, para un valor de ϕ_p^{OI} , el número de membranas necesarias (n_m) mediante la (ec. 2-2) si el área de cada una de ellas se denota por A_m :

$$n_m = \frac{q_{v,P}^{OI}}{\phi_p^{OI} \cdot A_m}$$

ec. 2-2

Conocido n_m , si se establece el número de membranas conectadas en serie por permeador se podrá hacer también una primera estimación del número de permeadores n_p necesarios en el módulo de producción de OI.

Además del flujo medio de permeado, el fabricante suele establecer otra serie de límites de diseño para diversos parámetros de operación relacionados con la membrana. Entre ellos se encuentra el flujo de permeado de la primera membrana del permeador ($\phi_p^{(1)}$) y el caudal máximo de alimentación y mínimo de rechazo por permeador. Los valores de estos dos últimos parámetros dependen de las dimensiones geométricas de la membrana de arrollamiento en espiral. En la Tabla 2-1 se dan los valores establecidos por el fabricante de la membrana SWC5 (Hydranautics) para los parámetros anteriores cuando el agua de mar de alimentación procede de pozo playero o de una toma superficial [www.membranes.com]. Como se observa, el fabricante distingue entre un carácter conservador, típico y agresivo de los mismos. A lo anterior se debe añadir el valor mínimo del cociente entre el caudal de rechazo y el caudal de permeado de cada membrana, el cual se establece en un valor de 5.

Tabla 2-1. Valores de diseño establecidos por Hydranautics para el flujo medio de permeado del sistema de ósmosis inversa, flujo de permeado de la primera membrana y caudal máximo de alimentación y mínimo de rechazo por cada permeador.

Carácter del valor	Flujo medio de permeado ϕ_p^{OI} [l/m ² ·h]		Flujo de permeado de la primera membrana $\phi_p^{(1)}$ [l/m ² ·h]		Caudal máximo de alimentación por permeador [m ³ /h]		Caudal mínimo de rechazo por permeador [m ³ /h]	
	Pozo	Superf.	Pozo	Superf.	Pozo	Superf.	Pozo	Superf.
Conservador	13.6	11.9	32.3	28.9	14.8	13.6	3.18	3.63
Típico	17	13.6	40.8	34	17	17	2.73	2.73
Agresivo	20.4	17	49.3	40.8	—		—	

De la Tabla 2-1 se deduce que, para una capacidad de producción fija, el número de membranas necesarias será mayor en el caso de que la alimentación sea agua de mar procedente de una toma superficial por lo que el coste de inversión del módulo de OI será también mayor que en el caso de un agua de mar de alimentación procedente de pozo playero. A lo anterior se une que, debido al filtrado natural del terreno, el agua de pozo suele necesitar un pretratamiento menos intenso y por ende, más barato que en el caso del agua de mar procedente de toma superficial. Además, dado que el sistema que se pretende prediseñar es un sistema de capacidad baja, no es esperable una incapacidad del pozo para suministrar el caudal de alimentación requerido por motivos de baja permeabilidad del terreno o por la variabilidad del nivel freático como consecuencia de las mareas. Este problema sí puede aparecer en plantas de capacidad media y alta en las que el caudal de alimentación necesario sea importante, en cuyo caso suele ser aconsejable una toma superficial. Esto no quiere decir que no sea posible la construcción de un pozo capaz de suministrar grandes capacidades de agua de alimentación. Sin embargo, las características constructivas del mismo podrían implicar un coste de inversión, por la magnitud de la obra civil, excesivo.

Por las razones anteriores, en el presente capítulo se considera que el agua de mar de alimentación de la unidad de OI procede de un pozo. También se supondrá que su salinidad es de 35731 ppm.

El primer paso del diseño del módulo de OI es el establecimiento del número de membranas SWC5 conectadas en serie en cada permeador, de la presión de la alimentación de alta y de la conversión del mismo en base a los límites de diseño de la Tabla 2-1 y al valor mínimo del cociente entre el caudal volumétrico de rechazo y de permeado de cada una de las membranas (i) que se alojan en el permeador, $(q_{v,R}^{(i)} / q_{v,P}^{(i)})$. En relación a este último aspecto, para un valor dado de la temperatura y presión de la alimentación de alta dicho cociente crece a medida que se avanza en el interior del permeador por lo que basta con asegurar, para la primera membrana, que $(q_{v,R}^{(1)} / q_{v,P}^{(1)}) > 5$ para que dicha desigualdad se cumpla para el resto de membranas ($i = 2..n_m$).

Las ecuaciones y procedimiento de cálculo de la producción de un permeador con n_m membranas son las mismas que el utilizado por Romero Ternero (2003, p. 93-171) para realizar el análisis exergético de la desalación por ósmosis inversa.

En la Figura 2-3a se ha representado, para un permeador con seis membranas SWC5 conectadas en serie, con trazo discontinuo el flujo medio de permeado en el permeador (ϕ_P^{OI}) y con trazo continuo el cociente entre el flujo de rechazo y de producto de la primera membrana ($q_{v,R}^{(1)} / q_{v,P}^{(1)}$) en función del caudal de alimentación del permeador ($q_{v,A}^{perm}$) – igual al de la primera membrana – y de la presión de la alimentación de alta (p_A^{OI}). En la Figura 2-3b se ha representado, para el mismo permeador, con trazo

discontinuo el flujo de permeado de la primera membrana ($\phi_p^{(1)}$) y con trazo continuo la conversión del permeador, también en función de $q_{v,A}^{perm}$ y de p_A^{OI} .

Dado que en el módulo de producción de OI que se pretende diseñar los n_p permeadores se conectan en paralelo y todos tienen el mismo número de membranas en su interior, el flujo medio de permeado es el mismo en cada uno de ellos y es el mismo para todo el módulo de OI. Lo mismo sucede con el resto de parámetros implicados en la Figura 2-3a y Figura 2-3b. De dichas figuras se desprende que un sistema de OI con un flujo de medio de permeado de 17 l/m²·h (valor típico para una alimentación procedente de pozo, ver Tabla 2-1) debe operar a conversiones inferiores al 51% para poder satisfacer la condición $(q_{v,R}^{(1)}/q_{v,P}^{(1)}) > 5$ requerida por el fabricante de la membrana. Además, para conversiones inferiores al 49% el flujo de permeado de la primera membrana se sitúa por debajo del límite de 32.3 l/m²·h, también establecido por el fabricante y catalogado como conservador para agua de mar procedente de pozo, por lo que no parece lógico irse a valores incluso inferiores de $\phi_p^{(1)}$. Un razonamiento similar se puede hacer en el caso de conectar 7 u 8 membranas en serie en cada permeador, para lo cual se presentan la Figura 2-4 y la Figura 2-5 respectivamente, análogas a la Figura 2-3.

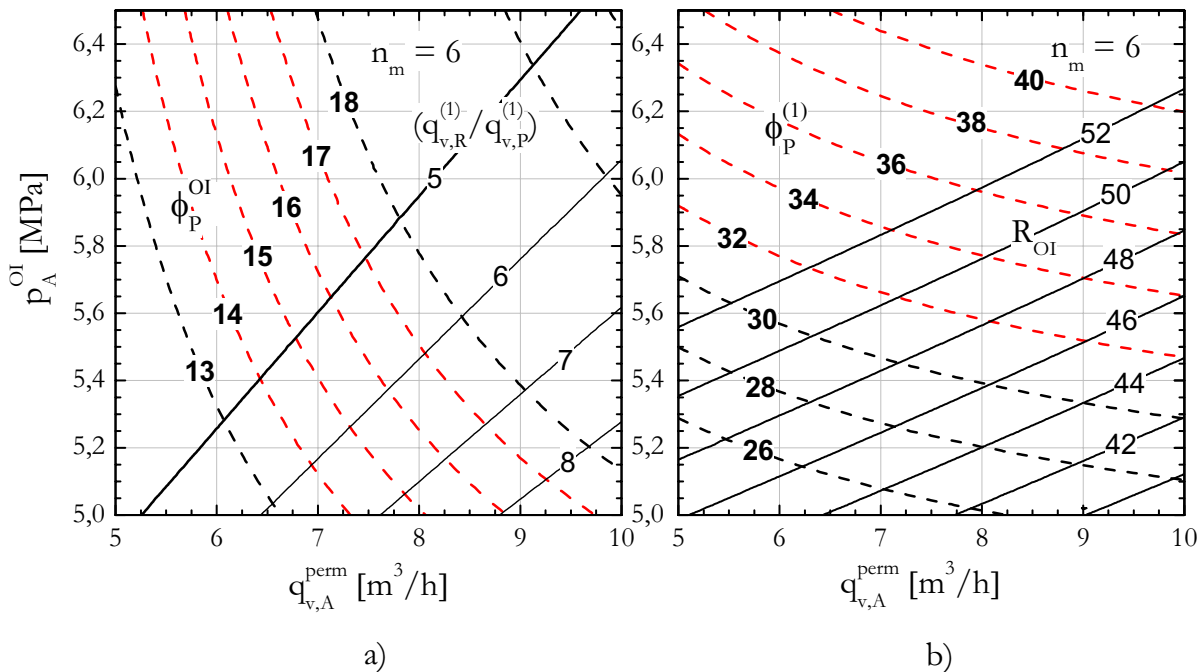


Figura 2-3. a) Flujo medio de permeado total (l/m²·h) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana (l/m²·h) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 6 membranas SWC5 conectadas en serie.

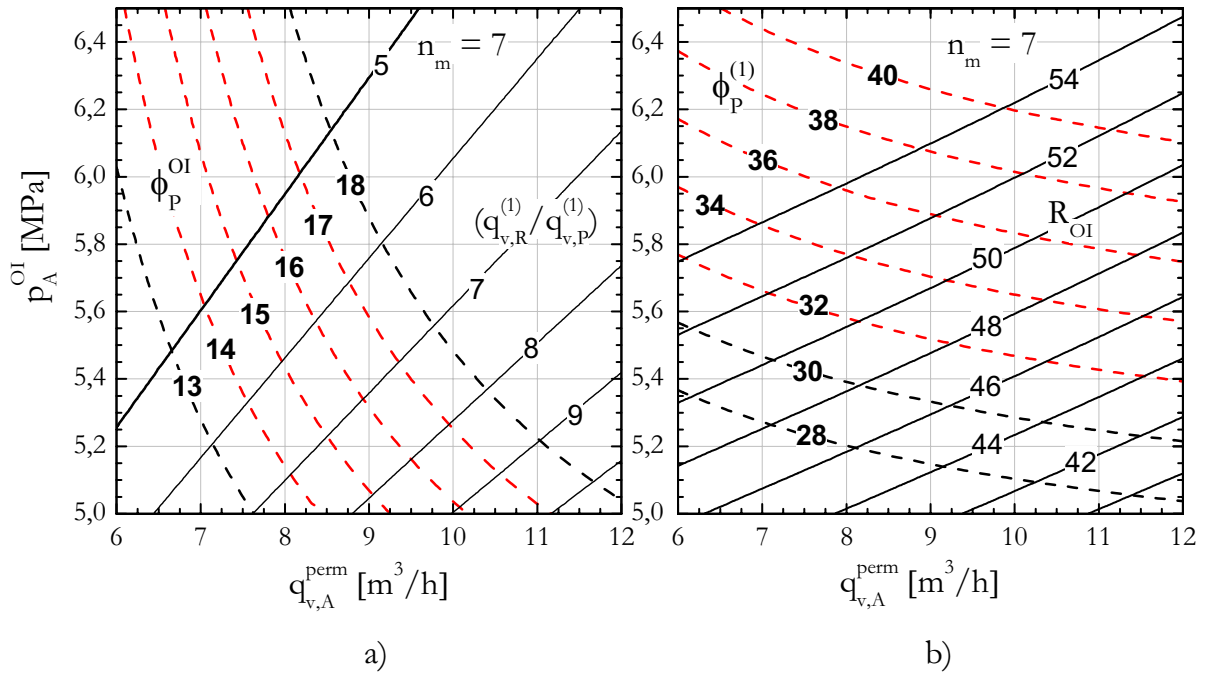


Figura 2-4. a) Flujo medio de permeado total ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 7 membranas SWC5 conectadas en serie.

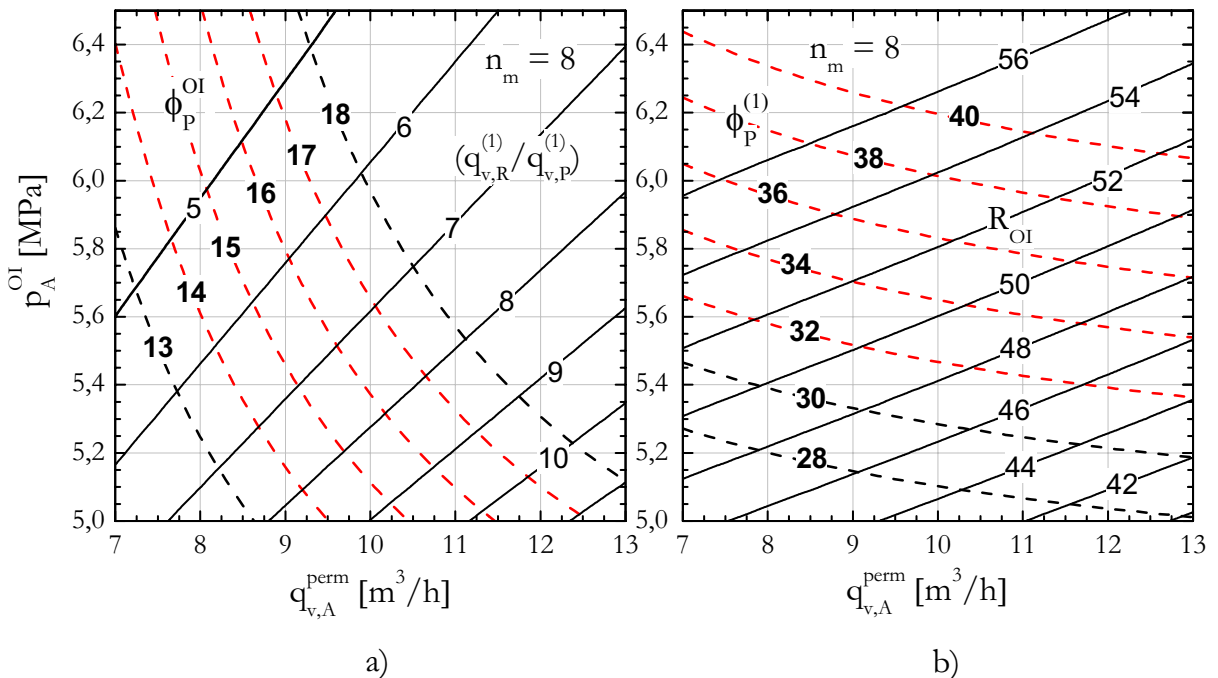


Figura 2-5. a) Flujo medio de permeado total ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto al cociente entre el caudal de rechazo y de permeado de la primera membrana y b) flujo de permeado de la primera membrana ($l/m^2 \cdot h$) (en trazo discontinuo) junto a la conversión del permeador en función del caudal de alimentación del permeador y de la presión de la alimentación de alta para un permeador con 8 membranas SWC5 conectadas en serie.

En el caso de ocho membranas en cada permeador es posible operar a conversiones entre el 48% y el 55% manteniendo el cociente $(q_{v,R}^{(1)} / q_{v,P}^{(1)})$ por encima de 5, el flujo medio de permeado en $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$ y el flujo de permeado de la primera membrana en valores entre los límites considerados por el fabricante de la membrana como conservadores y típicos.

En el presente capítulo se considerará que en cada permeador se conectan 7 membranas en serie. En ese caso, la dependencia de la presión de la alimentación de alta, del flujo de permeado de la primera membrana y los caudales volumétricos de alimentación y rechazo de cada permeador se han representado en función de la conversión en la Figura 2-6 para un flujo medio de permeado de $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$.

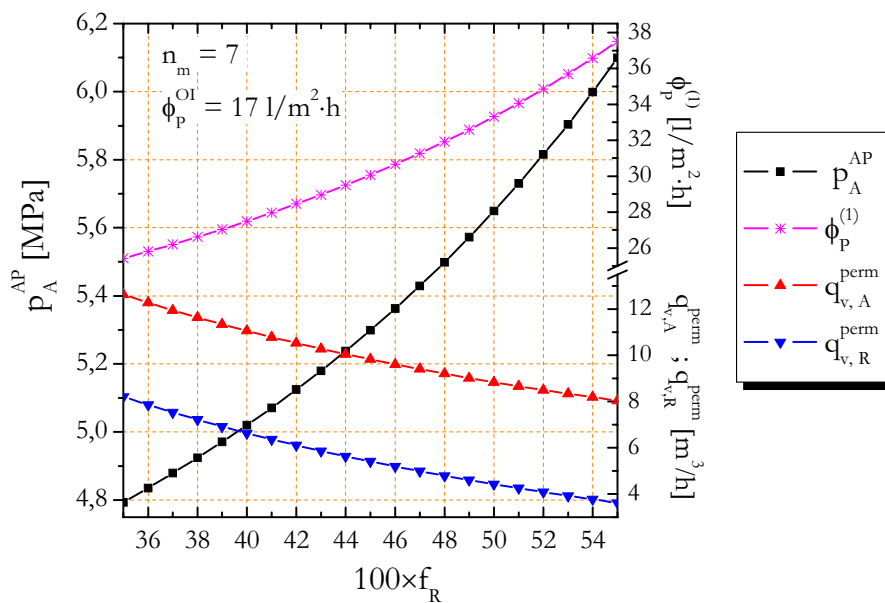


Figura 2-6. Presión de la alimentación de alta, flujo de permeado de la primera membrana y caudales de alimentación y rechazo del permeador en función de la conversión con siete membranas SWC5 conectadas en serie y un flujo medio de permeado de $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$.

En el caso de agua de mar de alimentación procedente de pozo, se restringe el intervalo de conversión con $n_m = 7$ a valores entre el 48% y el 54% para situarnos en valores de $\phi_p^{(1)}$ por encima del conservador y en valores del cociente $(q_{v,R}^{(1)} / q_{v,P}^{(1)})$ por encima de 5. De esta forma es posible realizar el acoplamiento mecánico de la unidad de OI para los valores de la conversión de dicho intervalo y analizar cómo cambia el consumo específico del núcleo. Además, cuando sea necesario reajustar el valor del flujo medio de permeado para conseguir el acoplamiento, dicho reajuste se hará siempre en el sentido de reducir dicho flujo por debajo del valor típico de $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$.

2.2.2 Número de permeadores en paralelo en el módulo de producción de OI a partir del acoplamiento mecánico

Para realizar una primera estimación del número de permeadores en paralelo se puede partir de un valor hipotético del consumo específico del núcleo, dado que no se conoce la capacidad de producción de la unidad de OI sino la potencia consumida por la bomba de alta presión. Este valor se toma como 7.2 MJ/m^3 (2 kWh/m^3) para un sistema con recuperación de energía por intercambio de presión como el que se trata en el presente capítulo. Puesto que el consumo de la bomba de circulación es mucho menor que el de la bomba de alta presión, la primera estimación del número de permeadores puede hacerse teniendo en cuenta únicamente el consumo de ésta última (95 kW). En ese caso, el caudal de producto total se sitúa en $1140 \text{ m}^3/\text{día}$ para una operación continua durante 24 horas. Por otra parte, el caudal producido por cada permeador con siete membranas ($A_m = 400 \text{ ft}^2 = 37.16 \text{ m}^2$) y un flujo medio de $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$ se sitúa en $106.1 \text{ m}^3/\text{día}$. Por lo tanto, el número de permeadores inicial se sitúa en 11 al redondearse el cociente ($1140 \text{ m}^3/\text{día} / 121.3 \text{ m}^3/\text{día}$) al entero inmediatamente superior. Puesto que en la obtención de este número no se ha tenido en cuenta la potencia consumida por la bomba de circulación es esperable que el número de permeadores final sea superior a 11.

En la Tabla 2-2 se dan los resultados del reajuste del número de permeadores así como la presión de alta necesaria para obtener un consumo en la bomba de alta presión de 95 kW para valores de la conversión entre el 48% y el 54% y una temperatura de la alimentación de 20°C . Dicho reajuste se ha realizado de forma que el flujo medio de permeado se mantenga en torno a $17 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$.

Los datos de la Tabla 2-2 se han obtenido suponiendo una presión inicial de la alimentación, presión del producto y presión del rechazo a la salida del intercambiador de presión (IP) de 100 kPa. También se ha supuesto que la diferencia entre la presión de la alimentación a la salida del IP y la presión del rechazo a la entrada del IP es de 200 kPa. En la práctica el fabricante del intercambiador de presión establece una presión mínima de salida del rechazo del IP para evitar fenómenos de cavitación y una presión mínima de entrada de la alimentación al IP con el objeto de vencer las pérdidas de carga en los dispositivos de entrada del intercambiador. Lo mismo sucede en el caso de la bomba de alta presión. Puesto que en el análisis planteado en este capítulo no se pretende seleccionar los modelos comerciales concretos de IP y de bomba de alta presión de la unidad de OI se ha optado por tomar el valor de 100 kPa de presión para los caudales en los tres estados anteriores. El efecto de esta aproximación en el esquema de acoplamiento que se ha planteado en este capítulo supondría que la presión de la alimentación de alta sería ligeramente superior lo que conllevaría un ligero incremento de la producción del módulo de OI y de la conversión. Sin embargo, lo anterior también supone un cambio en

la potencia consumida por la bomba de circulación (bomba booster) de forma que el efecto neto sobre el consumo específico del núcleo es despreciable.

Como se observa, el número de permeadores necesarios es de 12 o 13 dependiendo de la conversión del módulo de OI. En cuanto a la calidad del producto obtenido, la concentración de sales se mantiene entre 220 ppm y 250 ppm para las condiciones de la tabla.

Tabla 2-2. Parámetros característicos del módulo de ósmosis inversa cuya bomba de alta presión consume 95 kW con n_p permeadores conectados en paralelo y siete membranas SWC5 conectadas en serie en cada uno de ellos.

$q_{v,A}^{perm}$ [m ³ /h]	P_A^{AP} [MPa]	ϕ_P^{OI} [l/m ² ·h]	$\phi_P^{(1)}$ [l/m ² ·h]	$100 \times f_R$	n_p	$q_{v,A}^{OI}$ [m ³ /h]	$q_{v,P}^{OI}$ [m ³ /día]	E_{esp}^{OI} [MJ/m ³ (kWh/m ³)]
9.2	5.453	16.81	31.4	47.52	13	119.6	1364	6.438 (1.788)
9.0	5.494	16.68	31.7	48.21	13	117.0	1354	6.472 (1.798)
8.8	5.538	16.55	32.1	48.92	13	114.4	1343	6.510 (1.808)
8.6	5.584	16.41	32.4	49.63	13	111.8	1332	6.550 (1.820)
	5.799	17.1	34.7	51.74	12	103.2	1282	6.760 (1.878)
8.4	5.633	16.26	32.84	50.36	13	109.2	1320	6.594 (1.832)
	5.853	16.94	35.18	52.47	12	100.8	1269	6.810 (1.892)
8.2	5.912	16.78	35.66	53.22	12	98.4	1257	6.866 (1.907)

En la Tabla 2-2 se observar que cuando disminuye la conversión lo hace también el consumo específico del núcleo (E_{esp}^{OI}). Este comportamiento – ya apuntado por Wilf (2004, p. 26) y Wilf y Bartels (2005, p. 4) – sucede a cambio de un incremento en el caudal de alimentación y en el número de permeadores necesarios, lo que acarrearía un mayor coste económico y energético en el resto de la instalación. Por lo tanto, la elección de la conversión de la instalación debe realizarse tras un proceso de optimización global del coste del agua desalada. En este capítulo no se persigue dicha optimización por lo que, en base a los datos de la Tabla 2-2, se opta por un caudal de alimentación de diseño de 115 m³/h y el módulo de producción de OI estará formado por 13 permeadores en paralelo (caudal de alimentación de 8.85 m³/h por permeador). Para una temperatura de la alimentación de 20°C y un consumo de la bomba de alta presión de 95 kW la conversión de la unidad de OI con los parámetros anteriores se encuentra en torno al 48.8% y la presión de la alimentación de alta en unos 5.53 MPa. El caudal de producto del módulo es de 1346 m³/día, el consumo específico del núcleo de 6.50 MJ/m³ (1.81 kWh/m³) y la concentración del producto 231.5 ppm.

A continuación se debe incorporar el precalentamiento del caudal de alimentación anterior a cargo de la potencia térmica cedida por el ciclo de potencia solar partiendo de una temperatura inicial de la alimentación de 20°C. El incremento de la temperatura de la alimentación supondrá un aumento en la productividad de cada membrana por lo que también lo hará el caudal medio de permeado (ϕ_p^{OI}) y el caudal de permeado de la primera membrana ($\phi_p^{(1)}$). Por esta razón, el módulo descrito anteriormente se caracteriza por un $\phi_p^{OI} = 16.58$ l/m²·h y un $\phi_p^{(1)} = 32.01$ l/m²·h, valores inferiores al típico y en torno al conservador respectivamente (ver Tabla 2-1) cuando la alimentación del módulo proceda de una toma de pozo. De esta forma, se espera que al elevarse la productividad de cada una de las membranas los parámetros anteriores sigan adoptando valores entre conservadores y típicos según el fabricante de la membrana.

2.3 Efecto del precalentamiento de la alimentación, del proceso de recuperación y de la temperatura de condensación

La potencia térmica cedida por el ciclo de potencia solar depende de la temperatura de condensación y de la eficiencia del recuperador si se conocen el resto de parámetros característicos del ciclo. Por esta razón, en esta sección se cuantifica el efecto de incorporar el precalentamiento del agua de mar de alimentación tanto en el ciclo sin recuperación como con ella ($\epsilon_{rec} = 0.8$) además de exponerse el resultado cualitativo de incrementar la temperatura de condensación de 35°C a 115°C. Se supondrá que la temperatura inicial de la alimentación es la misma que la escogida en la sección 2.2 para realizar el dimensionado del módulo de la unidad de OI, esto es, 20°C. Para esa temperatura se toman un total de 13 permeadores conectados en paralelo con siete membranas SWC5 de Hydranautics conectadas en serie en el interior de cada uno de ellos y un caudal de alimentación total del módulo de OI de 115 m³/h. Para los parámetros anteriores ya se determinó en la sección anterior la necesidad de una presión de la alimentación de alta de unos 5.53 MPa para que el consumo de la bomba de alta presión se sitúe en los 95 kW, lo que daba lugar a una producción del módulo descrito de 1346 m³/día (conversión del 48.8%). De acuerdo con todo lo anterior, el incremento de temperatura de la alimentación debido al precalentamiento de la misma implicará un incremento de la producción de cada una de las membranas y también un reajuste de la presión de la alimentación de la alimentación de alta y de la conversión del módulo de OI para que el consumo de la bomba de alta presión siga en el mismo nivel. Lo anterior es equivalente a resolver el sistema de ecuaciones planteado en la sección 2.1 mediante el que se expresa formalmente el acoplamiento entre el subsistema solar térmico y el subsistema de desalación (ec. 2-1).

En la Tabla 2-3 se resumen los resultados obtenidos para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C sin recuperación y con $\epsilon_{rec} = 0.8$ con tolueno como fluido de trabajo del ciclo Rankine. La Tabla 2-4 y la Tabla 2-5 son las análogas a la anterior para el D4 y el MM respectivamente. Los parámetros de operación expresados en dichas tablas para cada una de las configuraciones del ciclo solar corresponden a aquellas que dan lugar al menor valor de la superficie de apertura necesaria con cada uno de los dos modelos de captadores cilindro-parabólicos considerados en el capítulo 3 (IND300 y LS-3).

Como se observa, la incorporación del precalentamiento manteniendo una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C proporciona un aumento de la temperatura de la alimentación entre 1.5°C y 4.2°C, lo que se traduce en un incremento de la producción del módulo de OI entre un 0.45% y un 1.11% respecto a un sistema sin precalentamiento ($t_A = 20^\circ\text{C}$). Por otra parte, debido al incremento de temperatura de la alimentación y a que se ha mantenido constante el caudal de alimentación del módulo de OI, la conversión también crece ligeramente, situándose en cualquier caso por debajo del 49.3%. En cuanto a la presión de la alimentación de alta, ésta se sigue encontrando en torno a los 5.53 MPa en todos los casos.

Tabla 2-3. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y tolueno en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.

$t_{cond} = 35^\circ\text{C} ; \eta_b = \eta_t = 0.75 ; \epsilon_{rec} = 0 / \epsilon_{rec} = 0.8 ; P_W^{TV} = 100 \text{ kW} ; P_W^{TV,eje} = \eta_m \cdot P_W^{TV}$				
Tolueno	GDV/LS3	HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{evap} [^\circ\text{C}]$	300	300	300/300	254.1/243.9
$t_2 [^\circ\text{C}]$	300/380	326/337.3	300/300	280/280
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	318.4/209.8	319.2/224.6	318.4/247.8	344.8/263.3
$t_A [^\circ\text{C}]/$	22.32/21.53	22.32/21.63	22.32/21.80	22.51/21.91
$q_{v,p}^{OI} [\text{m}^3/\text{día}]$	1354/1352	1354/1352	1354/1353	1355/1353
$(q_{v,p}^{OI} / A_a)$ [$(\text{l}\cdot\text{h}^{-1})/\text{m}^2$]	83.9/109.5	82.1/105.3	73.3/85.0	63.8/77.9

Tabla 2-4. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y D4 en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.

$t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C} ; \eta_b = \eta_t = 0.75 ; \epsilon_{\text{rec}} = 0 / \epsilon_{\text{rec}} = 0.8 ; P_W^{TV} = 100 \text{ kW} ; P_W^{TV, \text{eje}} = \eta_m \cdot P_W^{TV}$				
D4	GDV/LS3	HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	300	300	300/300	230/245.2
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	300/365	314.4/338.3	300/300	250/280
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	525.6/260.2	536.8/264.9	525.6/275.8	568.4/300.6
$t_A [^{\circ}\text{C}]/$	23.82/21.89	23.91/21.93	23.82/22.01	24.14/22.19
$q_{v,P}^{OI} [\text{m}^3/\text{día}]$	1360/1353	1360/1353	1360/1353	1361/1354
$(q_{v,P}^{OI} / A_a)$ [($\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$)/ m^2]	56.5/94.1	54.5/93.5	50.1/76.5	44.5/70.6

Tabla 2-5. Condiciones de operación del ciclo solar con $t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}$ y MM en cada una de las cuatro configuraciones de media temperatura, temperatura de la alimentación precalentada y caudal de agua desalada total y por unidad de superficie de apertura ($G_b = 850 \text{ W/m}^2$) de un módulo con 13 permeadores y 7 membranas SWC5 conectadas en serie.

$t_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C} ; \eta_b = \eta_t = 0.75 ; \epsilon_{\text{rec}} = 0 / \epsilon_{\text{rec}} = 0.8 ; P_W^{TV} = 100 \text{ kW} ; P_W^{TV, \text{eje}} = \eta_m \cdot P_W^{TV}$				
MM	GDV/LS3	HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^{\circ}\text{C}]$	235/235	235/235	235/235	235/235
$t_2 [^{\circ}\text{C}]$	235/375	258/289.6	235/270	248.6/262.2
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	532.0/279.3	549.8/297.4	532.0/304.4	542.8/307.7
$t_A [^{\circ}\text{C}]/$	23.87/22.03	24.0/22.16	23.87/22.21	23.95/22.24
$q_{v,P}^{OI} [\text{m}^3/\text{día}]$	1360/1353	1360/1354	1360/1354	1360/1354
$(q_{v,P}^{OI} / A_a)$ [($\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$)/ m^2]	56.5/89.8	54.6/88.1	51.5/74.3	46.6/71.8

En las tablas anteriores también se da el valor del caudal producido de agua desalada por unidad de superficie de apertura necesaria en el sistema solar en base horaria ($q_{v,P}^{OI} / A_a$). Para cada una de las cuatro configuraciones del ciclo de potencia solar por separado los mayores valores del cociente anterior se obtienen con tolueno como fluido de trabajo, reduciéndose la diferencia respecto al D4 y al MM cuando crece la eficiencia del proceso de recuperación.

Entre los valores de $(q_{v,p}^{OI} / A_a)$ correspondientes al D4 y al MM la diferencia relativa se sitúa por debajo del 6%. Salvo en la configuración HTF con el CCP IND300, en las otras tres configuraciones el D4 es superior al MM si el ciclo de potencia solar se realiza con proceso de recuperación y $\epsilon_{rec} = 0.8$. Esta situación se invierte si $\epsilon_{rec} = 0$ en el ciclo de potencia salvo en el caso de la configuración GDV con el LS3 en la que los valores de $(q_{v,p}^{OI} / A_a)$ son prácticamente idénticos entre el D4 y el MM. Por último, en la configuración HTF con el CCP IND300, el MM da mayores valores de $(q_{v,p}^{OI} / A_a)$ que el D4. Los resultados expresados en este párrafo son especialmente importantes pues otorgan gran importancia al valor de la presión de condensación a la hora de decidir cuál de los dos siloxanos analizados puede ser el más apropiado como fluido de trabajo del ciclo de potencia solar que alimenta la unidad de OI. Esto es así pues, como ya se mostró en el capítulo anterior, la presión de condensación a 35°C es de unos 0.26 kPa en el caso del D4 y de unos 9 kPa en el caso del MM, representando ésta última opción una mayor simplicidad técnica en el proceso de cesión de calor del ciclo.

Si se aumenta la temperatura de condensación hasta los 115°C y se sigue manteniendo como destinatario de la potencia térmica descargada por el ciclo el precalentamiento de todo el caudal de alimentación de la unidad de OI se observa que el cociente $(q_{v,p}^{OI} / A_a)$ decrece de forma monótona en las cuatro configuraciones del ciclo de potencia solar. Es decir, el incremento de $P_Q^{x \rightarrow 4}$ cuando crece la temperatura de condensación no provoca el incremento suficiente de la temperatura de la alimentación de la unidad de OI que dé lugar a un incremento de la producción que compense el aumento de superficie de apertura cuando t_{cond} crece. Lo anterior quiere decir que, desde el punto de vista termodinámico, un sistema de desalación por OI mediante energía solar térmica como el que se plantea en el presente capítulo debe operar con la menor temperatura de condensación posible.

3 Dimensionado del sistema de desalación alimentado con energía solar térmica

En esta sección se dan todos los parámetros con los que se dimensiona el sistema de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica en cada una de las configuraciones estudiadas del ciclo de potencia solar con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo Rankine. Lo anterior se hace para los valores comunes a todos los casos de los siguientes parámetros:

Parámetros relativos al ciclo Rankine:

- Potencia interna real desarrollada por la turbina de vapor: $P_w^{TV} = 100 \text{ kW}$.
- Rendimientos isoentrópicos de la bomba de alimentación y de la turbina de vapor del ciclo termodinámico de Rankine: $\eta_b = \eta_t = 0.75$.
- Rendimiento mecánico de la turbina de vapor: $\eta_m = 0.95$
- Temperatura de condensación en el ciclo Rankine: $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$.
- Diferencia mínima de temperatura entre el flujo de fluido de trabajo del ciclo Rankine y el flujo de aceite térmico en el proceso de intercambio de calor de la configuración HTF: $\Delta t_{\text{min}} = 10 \text{ K}$.

Parámetros relativos al subsistema solar térmico:

- Irradiancia solar directa: $G_b = 850 \text{ W/m}^2$.
- Ángulo de incidencia: $\varphi = 0^\circ$.

Parámetros relativos a la unidad de OI:

- Modelo de membrana de ósmosis inversa de agua de mar: SWC5 de Hydranautics.
- Número de permeadores en paralelo con 7 membranas en serie: $n_p = 13$.
- Presión inicial de la alimentación, presión del producto a la salida del módulo y presión del rechazo de baja: $p_A^{BP} = p_P^{BP} = p_R^{BP} = 100 \text{ kPa}$.
- Pérdida de carga en cada permeador: $\Delta p_{OI} = 100 \text{ kPa}$
- Sistema de recuperación por intercambio de presión (IP). Se considera una diferencia entre la presión de la alimentación a la salida del IP y la presión del rechazo a la entrada del IP de 200 kPa. En ese caso el rendimiento del IP se sitúa ligeramente por encima del 96%, ya sea éste calculado mediante la definición de Stover (2004, p. 318) como mediante la definición de MacHarg (2001, p. 2).
- Rendimiento global de la bomba de alta presión: $\eta_{AP} = 0.85$
- Rendimiento global de la bomba de circulación: $\eta_C = 0.75$
- Molalidad del agua de alimentación igual a la estándar: $b_A = 0.5687 \text{ molal}$ (STD de 35731 ppm).
- Temperatura inicial del agua de alimentación: $T_A^{\text{inicial}} = 20^\circ\text{C}$.

Con los datos anteriores, en las siguientes tablas se dan el resto de parámetros característicos del sistema de desalación por OI alimentado con energía solar térmica acoplado térmicamente y mecánicamente para las diferentes configuraciones y condiciones de operación del ciclo de potencia solar.

Tabla 3-1. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/LS3 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.

Configuración GDV – CCP LS3			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR SIN PROCESO DE RECUPERACIÓN		
	Tolueno	D4	MM
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, $t_{\text{evap}}/p_{\text{evap}}$	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	300°C	300°C	235°C
Temperatura/presión de condensación, $t_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.563 kg/s	1.160 kg/s	1.212 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	318.4 kW	525.6 kW	532.0 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	23.37%	15.74%	15.35%
Superficie de apertura necesaria, A_a	672.7 m ²	1002.6 m ²	1004.0 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5530 kPa	5530 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	22.32°C	23.82°C	23.87°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.18 kW	6.13 kW	6.08 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,p}^{OI}$	1354 m ³ /día (56.43 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.65 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.66 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_P^{OI}	16.69 l/m ² ·h	16.75 l/m ² ·h	16.75 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	248.9 ppm	260.9 ppm	261.3 ppm
Concentración del rechazo	68278 ppm	68517 ppm	68524 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.455 MJ/m ³ (1.793 kW·h/m ³)	6.426 MJ/m ³ (1.785 kW·h/m ³)	6.422 MJ/m ³ (1.784 kW·h/m ³)

Tabla 3-2. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/LS3 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.

Configuración GDV – CCP LS3			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR CON PROCESO DE RECUPERACIÓN ($\epsilon_{rec} = 0.8$)		
	Tolueno	D4	MM
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, t_{evap}/p_{evap}	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	380°C	365°C	375°C
Temperatura/presión de condensación, t_{cond}/p_{cond}	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.442 kg/s	0.990 kg/s	0.842 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	209.8 kW	260.2 kW	279.3 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	31.78%	27.45%	25.88%
Superficie de apertura necesaria, A_a	514.3 m ²	599.2 m ²	627.6 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5528 kPa	5528 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	21.53 °C	21.89°C	22.03°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.20 kW	6.18 kW	6.17 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,P}^{OI}$	1352 m ³ /día (56.32 m ³ /h)	1353 m ³ /día (56.37 m ³ /h)	1353 m ³ /día (56.39 m ³ /h)
Flujo medio de permeado, ϕ_P^{OI}	16.65 l/m ² ·h	16.67 l/m ² ·h	16.68 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	242.8 ppm	245.6 ppm	246.7 ppm
Concentración del rechazo	68153 ppm	68211 ppm	68233 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.469 MJ/m ³ (1.797 kW·h/m ³)	6.462 MJ/m ³ (1.795 kW·h/m ³)	6.458 MJ/m ³ (1.794 kW·h/m ³)

Tabla 3-3. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/IND300 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.

Configuración GDV – CCP IND300			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR SIN PROCESO DE RECUPERACIÓN		
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, $t_{\text{evap}}/p_{\text{evap}}$	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	300°C	300°C	235°C
Temperatura/presión de condensación, $t_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.5631 kg/s	1.160 kg/s	1.212 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	318.43 kW	525.6 kW	532.0 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	23.37%	15.74%	15.35%
Superficie de apertura necesaria, A_a	769.2 m ²	1131.7 m ²	1100.2 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5530 kPa	5530 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	22.32 °C	23.82°C	23.87°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.19 kW	6.13 kW	6.08 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,P}^{OI}$	1354 m ³ /día (56.43 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.65 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.66 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_p^{OI}	16.69 l/m ² ·h	16.75 l/m ² ·h	16.75 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	248.9 ppm	260.9 ppm	261.3 ppm
Concentración del rechazo	68278 ppm	68517 ppm	68524 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.455 MJ/m ³ (1.793 kW·h/m ³)	6.426 MJ/m ³ (1.785 kW·h/m ³)	6.422 MJ/m ³ (1.784 kW·h/m ³)

Tabla 3-4. Características del sistema de desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica en una configuración GDV/IND300 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.

Configuración GDV – CCP IND300			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR CON PROCESO DE RECUPERACIÓN ($\epsilon_{rec} = 0.8$)		
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, t_{evap}/p_{evap}	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235/ 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	300°C	300°C	270°C
Temperatura/presión de condensación, t_{cond}/p_{cond}	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.5631 kg/s	1.160 kg/s	1.063 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	247.78 kW	275.8 kW	304.4 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	28.16%	26.25%	24.15%
Superficie de apertura necesaria, A_a	663.2 m ²	736.7 m ²	759.5 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5528 kPa	5528 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	21.80 °C	22.01°C	22.21°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.22 kW	6.16 kW	6.16 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,P}^{OI}$	1353 m ³ /día (56.36 m ³ /h)	1353 m ³ /día (56.39 m ³ /h)	1354 m ³ /día (56.42 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_p^{OI}	16.67 l/m ² ·h	16.67 l/m ² ·h	16.68 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	244.9 ppm	246.5 ppm	248.1 ppm
Concentración del rechazo	68197 ppm	68230 ppm	68261 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.466 MJ/m ³ (1.796 kW·h/m ³)	6.458 MJ/m ³ (1.794 kW·h/m ³)	6.455 MJ/m ³ (1.793 kW·h/m ³)

Tabla 3-5. Características del sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Syltherm 800)/LS3 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.

Configuración HTF (Syltherm 800) – CCP LS3			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR SIN PROCESO DE RECUPERACIÓN		
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, $t_{\text{evap}}/p_{\text{evap}}$	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	326.0°C	314.4°C	258°C
Temperatura/presión de condensación, $t_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.5074 kg/s	1.109 kg/s	1.102 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	319.25 kW	536.8 kW	549.8 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	23.38%	15.47%	14.97%
Caudal másico de Syltherm 800	1.9948 kg/s	3.064 kg/s	3.278 kg/s
Temperatura entrada/salida del Syltherm 800	236.0°C/336.0°C	224.4°C/324.4°C	168°C/268°C
Superficie de apertura necesaria, A_a	686.9 m ²	1039.5 m ²	1037 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5530 kPa	5531 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	22.32 °C	23.91°C	24°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.18 kW	6.09 kW	6.13 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,p}^{OI}$	1354 m ³ /día (56.43 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.66 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.69 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_p^{OI}	16.69 l/m ² ·h	16.76 l/m ² ·h	16.76 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	248.9 ppm	261.7 ppm	262.4 ppm
Concentración del rechazo	68278 ppm	68529 ppm	68554 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.455 MJ/m ³ (1.793 kWh/m ³)	6.422 MJ/m ³ (1.784 kWh/m ³)	6.422 MJ/m ³ (1.784 kWh/m ³)

Tabla 3-6. Características del sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Syltherm 800)/LS3 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.

Configuración HTF (Syltherm 800) – CCP LS3			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR CON PROCESO DE RECUPERACIÓN ($\epsilon_{rec} = 0.8$)		
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, t_{evap}/P_{evap}	300°C / 3275.7 kPa	300°C / 1094.6 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	337.3°C	338.3°C	289.6°C
Temperatura/presión de condensación, t_{cond}/P_{cond}	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.4908 kg/s	1.047 kg/s	1.009 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	224.6 kW	264.9 kW	297.4 kW
Rendimiento térmico del ciclo Rankine, η_R	30.27%	27.08%	24.61%
Caudal másico de Syltherm 800	1.528 kg/s	1.723 kg/s	1.949 kg/s
Temperatura entrada/salida del Syltherm 800	247.3°C/347.°C	248.3°C/348.3°C	199.6°C/299.6°C
Superficie de apertura necesaria, A_a	534.8 m ²	603.1 m ²	640.1 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, P_A^{AP}	5528 kPa	5528 kPa	5528 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	21.63 °C	21.93°C	22.16°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.17 kW	6.19 kW	6.14 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,p}^{OI}$	1352 m ³ /día (56.33 m ³ /h)	1353 m ³ /día (56.38 m ³ /h)	1354 m ³ /día (56.41 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_p^{OI}	16.66 l/m ² ·h	16.67 l/m ² ·h	16.68 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	243.6 ppm	245.9 ppm	247.7 ppm
Concentración del rechazo	68170 ppm	68217 ppm	68253 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.466 MJ/m ³ (1.796 kWh/m ³)	6.462 MJ/m ³ (1.795 kWh/m ³)	6.455 MJ/m ³ (1.793 kWh/m ³)

Tabla 3-7. Características de sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Santotherm 55)/IND300 del ciclo de potencia solar sin proceso de recuperación.

Configuración HTF (Santotherm 55) – CCP IND300			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR SIN PROCESO DE RECUPERACIÓN		
	Tolueno	D4	MM
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, $t_{\text{evap}}/p_{\text{evap}}$	254.1°C / kPa	230°C / 340.2 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	280°C	250°C	248.6°C
Temperatura/presión de condensación, $t_{\text{cond}}/p_{\text{cond}}$	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.5843 kg/s	1.392 kg/s	1.138 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	344.64 kW	568.4 kW	542.8 kW
Rendimiento térmico del ciclo, η_R	22.21%	14.87%	15.12%
Caudal másico de Santotherm 55	2.3067 kg/s	3.596 kg/s	3.467 kg/s
Temperatura entrada/salida del Santotherm 55	219.95°C/290°C	160°C/260°C	188.6°C/258.6°C
Superficie de apertura necesaria, A_a	885.2 m ²	1272.8 m ²	1216.8 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5531 kPa	5530 kPa
Temperatura de la alimentación, $t_{\text{am},\Delta}$	22.51 °C	24.14°C	23.95°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.12 kW	6.10 kW	6.10 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,P}^{OI}$	1355 m ³ /día (56.46 m ³ /h)	1361 m ³ /día (56.70 m ³ /h)	1360 m ³ /día (56.67 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_P^{OI}	16.70 l/m ² ·h	16.77 l/m ² ·h	16.76 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	250.4 ppm	263.6 ppm	262 ppm
Concentración del rechazo	68306 ppm	68572 ppm	68534 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.448 MJ/m ³ (1.791 kW·h/m ³)	6.419 MJ/m ³ (1.783 kW·h/m ³)	6.422 MJ/m ³ (1.784 kW·h/m ³)

Tabla 3-8. Características de sistema de desalación de agua de mar por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica en una configuración HTF (Santotherm 55)/IND300 del ciclo de potencia solar con proceso de recuperación.

Configuración HTF (Santotherm 55) – CCP IND300			
	CICLO DE POTENCIA SOLAR CON PROCESO DE RECUPERACIÓN ($\epsilon_{rec} = 0.8$)		
	Tolueno	D4	MM
Fluido de trabajo	Tolueno	D4	MM
Temperatura/presión de evaporación, t_{evap}/p_{evap}	243.9°C / kPa	245.2°C / 451.2 kPa	235°C / 1645.2 kPa
Temperatura final de sobrecalentamiento, t_2	280°C	280°C	262.2°C
Temperatura/presión de condensación, t_{cond}/p_{cond}	35°C / 6.24 kPa	35°C / 0.26 kPa	35°C / 9 kPa
Caudal másico de fluido de trabajo, q	0.5903 kg/s	1.267 kg/s	1.088 kg/s
Potencia térmica cedida por el ciclo, $P_Q^{x \rightarrow 4}$	263.28 kW	300.6 kW	307.7 kW
Rendimiento térmico del ciclo, η_R	27.25%	24.81%	23.94%
Caudal másico de Santotherm 55	1.8849 kg/s	2.083 kg/s	2.157 kg/s
Temperatura entrada/salida del Santotherm 55	219.98°C/290°C	220°C/290°C	202.2°C/272.2°C
Superficie de apertura necesaria, A_a	723 m ²	798.7 m ²	785.6 m ²
	UNIDAD DE ÓSMOSIS INVERSA		
Presión de la alimentación de alta, p_A^{AP}	5528 kPa	5528 kPa	5528 kPa
Temperatura de la alimentación, t_A	21.91 °C	22.19°C	22.24°C
Potencia consumida por la bomba de circulación, P_W^C	6.19 kW	6.15 kW	6.16 kW
Caudal volumétrico de agua desalada, $q_{v,P}^{OI}$	1353 m ³ /día (56.37 m ³ /h)	1354 m ³ /día (56.41 m ³ /h)	1354 m ³ /día (56.42 m ³ /h)
Flujo medio de permeado ϕ_P^{OI}	16.67 l/m ² ·h	16.68 l/m ² ·h	16.68 l/m ² ·h
Concentración del agua desalada	245.7 ppm	247.9 ppm	248.3 ppm
Concentración del rechazo	68214 ppm	68258 ppm	68265 ppm
Consumo específico del núcleo de OI, E_{esp}^{OI}	6.462 MJ/m ³ (1.795 kW·h/m ³)	6.455 MJ/m ³ (1.793 kW·h/m ³)	6.455 MJ/m ³ (1.793 kW·h/m ³)

4 Conclusiones

Del análisis realizado del acoplamiento energético entre el ciclo de potencia solar con tolueno, D4 y MM como fluidos de trabajo y la unidad de desalación por ósmosis inversa (OI) de agua de mar se extraen las siguientes conclusiones:

- El consumo específico del núcleo de la unidad de OI seleccionado se sitúa en torno a 6.48 MJ/m^3 (1.8 kWh/m^3). Este reducido valor tiene su origen en la utilización de un sistema de recuperación de energía por intercambio de presión y de un modelo de membrana de ósmosis inversa de agua de mar de última generación.
- El efecto del precalentamiento sobre la producción de la unidad de OI no es importante, reduciéndose el caudal de agua desalada por unidad de superficie de apertura cuando la temperatura de condensación del ciclo aumenta. Por tanto, se recomienda que el ciclo de potencia solar opere a la menor temperatura de condensación posible o que el valor de dicha temperatura no se optimice con la intención de incrementar la producción de agua desalada por unidad de superficie de captación.
- En un sistema con una temperatura de condensación en el ciclo sin recuperación de 35°C , por cada metro cuadrado de superficie de captación del captador cilindro-parabólico LS3 es posible obtener en torno a 83 l/h con tolueno y en torno a $54 \text{ l/h} - 56 \text{ l/h}$ con D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo para una irradiancia solar directa de 850 W/m^2 . Los valores anteriores crecen hasta unos 109 l/h con tolueno y unos $88 \text{ l/h} - 94 \text{ l/h}$ con D4 y MM si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8.
- En un sistema con una temperatura de condensación en el ciclo sin recuperación de 35°C , por cada metro cuadrado de superficie de captación del captador cilindro-parabólico IND300 es posible obtener en torno a $63 \text{ l/h} - 73 \text{ l/h}$ con tolueno y en torno a $45 \text{ l/h} - 51 \text{ l/h}$ con D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo para una irradiancia solar directa de 850 W/m^2 . Los valores anteriores crecen hasta unos $78 \text{ l/h} - 85 \text{ l/h}$ con tolueno y unos $70 \text{ l/h} - 76 \text{ l/h}$ con D4 y MM si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8.

- La diferencia entre los valores del caudal de agua producida por unidad de superficie de apertura sugiere la necesidad de un análisis económico comparativo en función del modelo de CCP, de la configuración del ciclo de potencia solar y del fluido de trabajo del ciclo Rankine. Lo anterior debe realizarse junto con la estimación de la producción de agua desalada diaria o anual mediante el uso de energía solar, lo que también permitirá estimar la fracción solar con la que opera el sistema.

5 Referencias

- CHILDS, W. D.; A. E. Dabiri; H. A. Al-Hinai; H. A. Abdullah. VARI-RO solar powered desalting technology. *Desalination*. 1999, vol. 125, p. 155-166.
- FARIÑAS IGLESIAS, M. *Ósmosis inversa: fundamentos, tecnología y aplicaciones*. Madrid: McGraw-Hill, 1999. 225 p. ISBN 84-481-2126-0.
- GARCÍA RODRÍGUEZ, LOURDES. “Estudio termoeconómico de la desalación de agua de mar mediante colectores cilindroparabólicos”. Tesis doctoral inédita. Universidad de La Laguna, 1999.
- IZAGIRRE ETXEBERRÍA, J. K. Técnicas de desalación, costes de construcción y explotación. IV Congreso Ibérico sobre Gestión y Planificación del Agua. Tarragona (España), 8 – 12 diciembre de 2004.
- MACHARG, J. H. The Real Net Energy Transfer Efficiency of an SWRO Energy Recovery Device. 2001. Disponible en <www.energy-recovery.com>. [Última consulta: junio de 2005].
- MEDINA SAN JUAN, J. A. Desalación de aguas salobres y de mar: ósmosis inversa. Madrid: Mundi Prensa, 2000. 395 p. ISBN 84-7114-849-8.
- ROMERO TERNERO, VICENTE J. “Análisis termoeconómico de la desalación de agua de mar mediante ósmosis inversa con aplicación de energía eólica”. Tesis doctoral inédita. Universidad de La Laguna, 2003.
- STOVER, R. Development of a fourth generation energy recovery device. A 'CTO's Notebook'. *Desalination*. 2004, vol. 165, p. 313-321.
- VEZA, J. M. *Introducción a la desalación de aguas*. Las Palmas de Gran Canaria: Servicio de Publicaciones de la ULPGC y Consejo insular de aguas de Gran Canaria. 2002. 381 p. ISBN 84-95792-98-2.
- WILF, M. Fundamentals of RO-NF technology. International Conference on desalination costing. Lemesos (Chipre), 6 – 8 de diciembre de 2004. p. 18 – 31.
- WILF, M; C. BARTELS. Optimization of seawater RO systems design. *Desalination*. 2005, vol. 173, p. 1-12.

Anexo A: El intercambiador de presión y su uso en desalación mediante ósmosis inversa

A.0 Presentación

En la actualidad la desalación de agua, ya sea ésta de mar o salobre, se enmarca en un ambiente económico que hace de la reducción de costes del proceso uno de los principales motivos del desarrollo de las tecnologías de desalación. Además, la creciente preocupación por el medio ambiente y el incremento de los precios de los combustibles fósiles ha convertido la economía del proceso en uno de los apartados obligados y primordiales de cualquier investigación o exposición de resultados de operación en esta disciplina. Por tanto, el ahorro energético - y en consecuencia económico - en el proceso de desalación y la posibilidad de reducir los costes de operación y mantenimiento de los sistemas de desalación han conducido al desarrollo de los llamados *sistemas de recuperación de energía* que combinados con la tecnología de desalación menos costosa, la ósmosis inversa, son capaces de reducir considerablemente los requerimientos energéticos del proceso original. Cuando se habla de recuperación de energía en el proceso de ósmosis inversa se hace referencia al aprovechamiento de la energía hidráulica del flujo de rechazo a la salida del módulo de ósmosis debido a su alta presión que es de 50-150 kPa menor que la presión de la alimentación a la entrada del módulo [Drablos, 2001].

Dentro de los sistemas de recuperación de energía se pueden encontrar los que aquí se denominan *tradicionales o convencionales*: turbinas Pelton, bombas en modo inverso, turbinas Francis, turbocharger y la turbobomba integrada. Todos estos sistemas tienen la característica común de operar convirtiendo la energía hidráulica del rechazo en energía mecánica sobre un eje para luego llevar a cabo otra conversión de esa energía mecánica a energía hidráulica que se cede al flujo de alimentación. Este proceso es intrínsecamente menos eficiente de lo que sería una transferencia directa de la energía hidráulica del rechazo a la alimentación y es en este sentido en el que actúan los sistemas de recuperación denominados conversores hidráulicos dinámicos [Fariñas Iglesias, 1999, p. 100] o más comúnmente, *intercambiadores de presión (IP)*. También es habitual la denominación de cámaras hiperbáricas, cámaras isobáricas o cámaras de intercambio de presión.

A.1 El intercambiador de presión: antecedentes y estado actual

A.1.0 Primeras experiencias con intercambiadores de presión

Los sistemas intercambiadores de presión tienen su origen en el campo de la minería. Las primeras patentes aparecen a principios de los sesenta y se refieren a su uso para recuperación de energía en procesos químicos [Andrews, 2001a]. En cuanto a su utilización como sistema integrado en el proceso de ósmosis inversa, la primera patente de un intercambiador de presión data de 1965 mientras que la primera referencia en el mismo sentido corresponde a la *Office of Saline Water* (OSW) en 1968 [Andrews, 2001a]. A partir de 1965 han sido varias las patentes que han aparecido en relación a los intercambiadores de presión tanto para su uso en desalación como para otras aplicaciones, algunas de las cuales no han sido viables comercialmente [Andrews, 2001a].

En 1975, en la isla de Bermuda, se da el primer uso de un intercambiador de presión en una unidad de desalación por ósmosis inversa que posteriormente sería retirado de servicio debido a la corta duración de algunos de sus componentes y a los transitorios en los flujos y en la presión. Dos años más tarde se instalaría en la misma planta un intercambiador que operó con éxito durante un año. El desarrollo comercial de los intercambiadores cesó entonces hasta mediados de los ochenta debido a los siguientes factores [Andrews, 2001a]:

- Pequeño tamaño de las unidades de ósmosis inversa,
- alto coste de inversión
- su baja fiabilidad,
- instalación de grandes plantas en lugares con un bajo coste de la energía.

Ya en 1985, la llegada de los contratos tipo Construcción-Posesión-Operación (*Build-Own-Operate*, BOO) al Caribe y el alto coste de la energía en esa zona provocaron el uso de los intercambiadores de presión en plantas de desalación por OI.

A.1.1 Funcionamiento y operación del intercambiador de presión

Actualmente existen diversos diseños comerciales de intercambiadores de presión para incorporar en los sistemas de desalación por ósmosis inversa, si bien el esquema de

funcionamiento general puede explicarse a partir del esquema mostrado en la Figura A-1, correspondiente a los primeros dispositivos de este tipo utilizados en OI. Básicamente consta de una cámara en cuyo interior se encuentra alojado un pistón que evita la mezcla del flujo de alimentación y de rechazo y de un sistema de válvulas para controlar la entrada y salida de los flujos de la cámara.

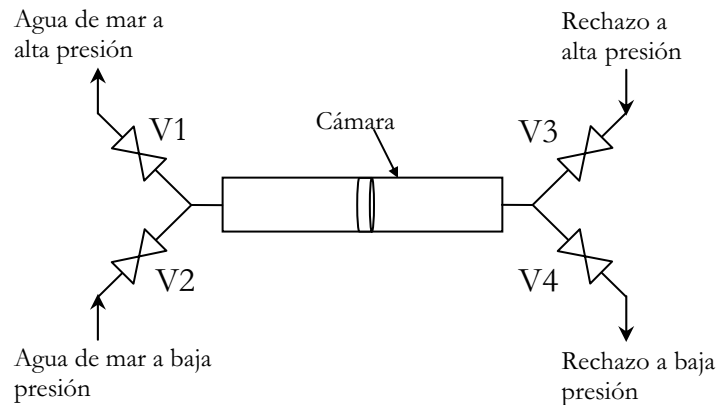


Figura A-1. Esquema básico de funcionamiento del intercambiador de presión.

Su funcionamiento secuencial es el siguiente:

1. En una primera fase de llenado, las válvulas V1 y V3 se encuentran cerradas y las V2 y V4 abiertas de forma que en la cámara empieza a entrar agua de mar a baja presión al mismo tiempo que se desaloja el rechazo.
2. Una vez la cámara se llena con la alimentación se cierran las válvulas V2 y V4 y se abren las válvulas V1 y V3. De esta forma entra en la cámara el rechazo a alta presión que desaloja la alimentación y transfiere a ésta gran parte de su presión .
3. Una vez se llena la cámara de rechazo comienza de nuevo la fase de llenado (punto 1).

Mediante este proceso se transfiere la presión del flujo de rechazo al flujo de alimentación pretratado. Además del sistema de la Figura A-1 existen otros diseños que utilizan un rotor cilíndrico en lugar de los pistones y válvulas para realizar el intercambio. De hecho, puede hacerse una división entre IP de desplazamiento positivo y de rotación [Martín Morales y Sánchez Sánchez, 2005] y también es posible distinguir entre sistemas en los que existe o no contacto directo entre el flujo de rechazo y el de alimentación. Este contacto tiene lugar sin una mezcla importante de ambos flujos debido a su diferencia de salinidades, encontrándose un incremento de la concentración de la alimentación a la salida del intercambiador de presión inferior a un 6% respecto a la que poseía a la entrada. Este aumento de la concentración de sales provoca un aumento de la presión osmótica de la alimentación de forma que para mantener la producción es necesario aumentar la

presión a la entrada del módulo de membranas. La importancia de este incremento de concentración de la alimentación en relación a las membranas depende de la forma en la que el intercambiador de presión se integra en el esquema productivo de la OI. En la Figura A-2 se representa una primera aproximación de un sistema de desalación por ósmosis inversa con un sistema de recuperación de energía por intercambiador de presión.

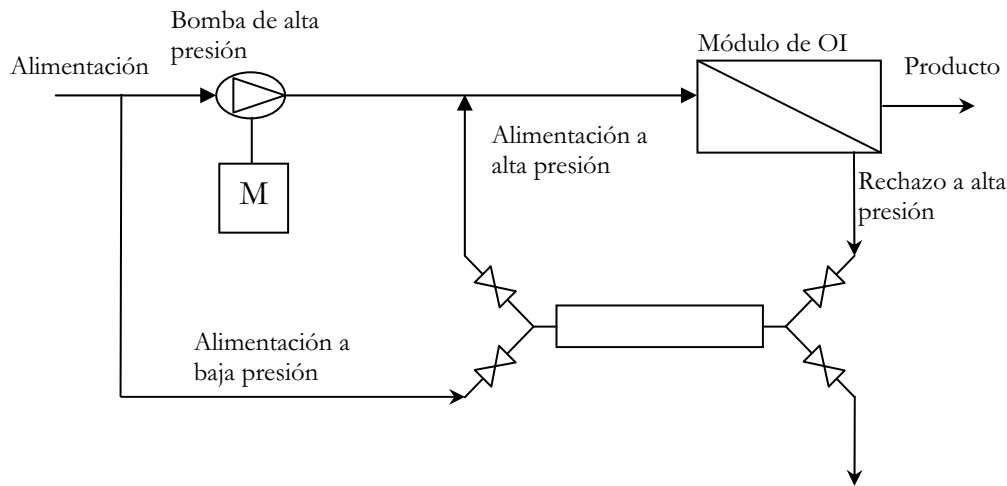


Figura A-2. Sistema de desalación por ósmosis inversa con intercambiador de presión.

Un primer examen del esquema de la Figura A-2 revela dos problemas fundamentales. El primero es que, debido a las pérdidas de presión que se dan a través del módulo de OI, del propio intercambiador y de las tuberías, la presión de la alimentación a la salida del intercambiador es ligeramente inferior a la del flujo de alimentación que ha sido presurizado por la bomba de alta presión. Un segundo problema es que, una vez el pistón finaliza su recorrido dentro del intercambiador existe una interrupción del flujo a su salida mientras el intercambiador se llena de alimentación nuevamente. Esto se traduce en un flujo de alimentación pulsado hacia las membranas lo que no es deseable en favor de una correcta conservación de las mismas. Las soluciones a estos dos inconvenientes son:

- 1) situar una bomba de recirculación a la salida del intercambiador para compensar las pérdidas de presión. De esta forma el flujo de alimentación presurizado por el intercambiador tendrá a la salida de esta bomba la misma presión que el flujo de alimentación que ha sido bombeado directamente por la bomba de alta presión.
- 2) incrementar el número de intercambiadores al menos a dos de ellos [Shumway, 1999] que conectados en paralelo y funcionando según una adecuada

sincronización son capaces de aportar un flujo casi continuo. Por lo tanto, el esquema alternativo al anterior es el siguiente (Figura A-3):

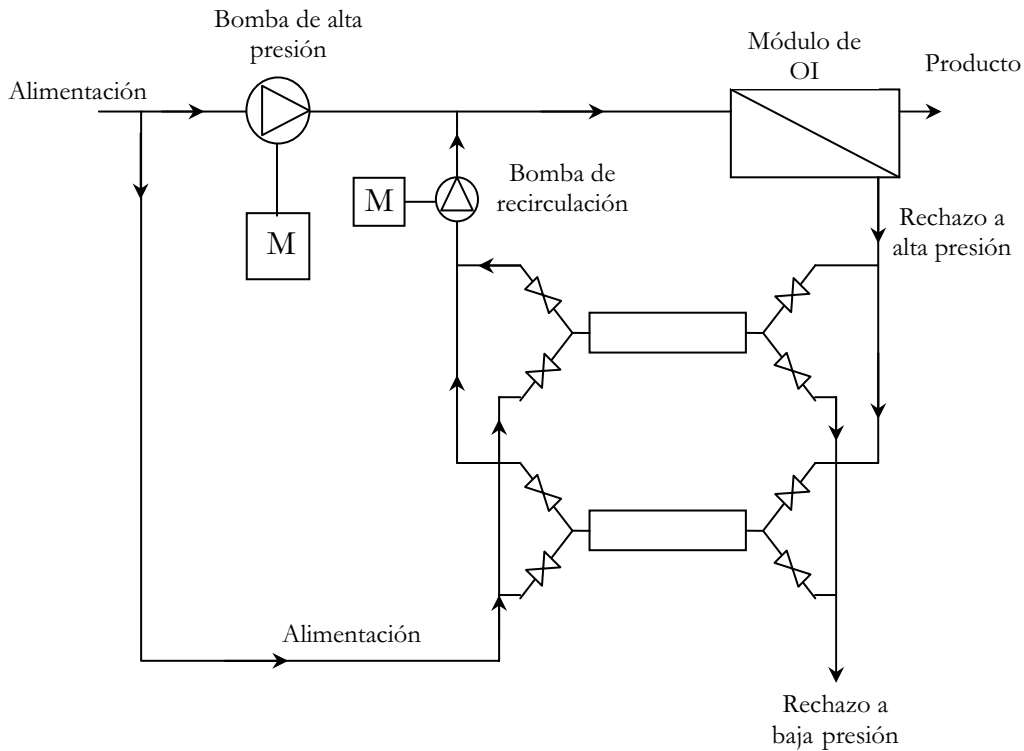


Figura A-3. Sistema de desalación por ósmosis inversa con dos intercambiadores y bomba de recirculación.

Como ya se ha comentado, un sistema de dos intercambiadores o también llamado de dos cámaras es capaz de proporcionar un flujo sin apenas pulsaciones. Comercialmente, intercambiadores de este tipo son el DWEER (Dual Work Exchanger Energy) de DesalCo Ltd. [Andrews, 2001] y el sistema Aqualyng™ de LyngAgua S. L. [Drablos, 2001] pero también es posible encontrar sistemas de este tipo con tres cámaras como el DYPREX (Dynamic Pressure Exchanger) de Ionics, Inc, el PES (Pressure Exchange System) de Siemag Transplan GmbH [Andrews, 2001] y el Three-Chamber-Pipefeeder [Krumm, 1996]. Otro intercambiador desarrollado recientemente es el PX de la empresa Energy Recovery Inc [www.energy-recovery.com]. Este dispositivo posee una diferencia importante respecto a muchos otros y de hecho se ha convertido en uno de los modelos de IP de mayor implantación comercial. Ello se debe al uso de un rotor cilíndrico al que se le han practicado una serie de conductos en los que tiene lugar el intercambio de presión con contacto directo entre los flujos de alimentación y rechazo. La rotación continua del rotor en el interior de la cámara provoca el mismo efecto que el sistema de válvulas de la Figura A-1 con una mayor simplicidad del diseño. Además de sus características de funcionamiento otro de los aspectos interesantes del PX es que Energy Recovery Inc. comercializa unidades de diferente capacidad (5.9 m³/h – 50 m³/h) que

pueden ser conectadas en paralelo. Este intervalo de capacidades se cubre tanto con modelos específicos para OI de agua de mar como para OI de agua salobre.

Otro diseño comercial interesante es el realizado por el ingeniero canario Miguel Barreto denominado sistema RO Kinetics. La característica principal del este diseño es que el intercambio de presión entre los flujos de rechazo y alimentación tiene lugar en cámaras de forma anular. Esto da lugar a que el intercambio se produzca de manera continua [www.gestagua.com].

En cuanto a diseños aun no comerciales se cita el de Bross y Kochanovski (2004), denominado sistema SalTec y diseñado con el objetivo de reducir los costes de mantenimiento y operación y no tanto de incrementar su rendimiento máximo. Este sistema, desarrollado por la empresa alemana KSB-AG ya se ha implementado en una planta en Egipto [Bross *et al.*, 2005]. Al-Hawaj (2003) también presenta un diseño cuya principal diferencia respecto a los demás es la de presentar una escasa dependencia del consumo específico con la conversión, lo que implica una mayor flexibilidad del sistema de recuperación. El autor estima un consumo específico de 2.5 kWh/m³ para una planta de agua de mar de 1000 m³/día operando a 7 MPa y un 40% de conversión [Al-Hawaj, 2003, p. 26].

Por último, se destaca el sistema denominado bomba Clark patentado en 1995 por Clark Permar e integrado por la empresa Spectra Watermakers Inc. en un pequeño sistema de desalación de una única membrana para su uso en embarcaciones (Figura A-4).

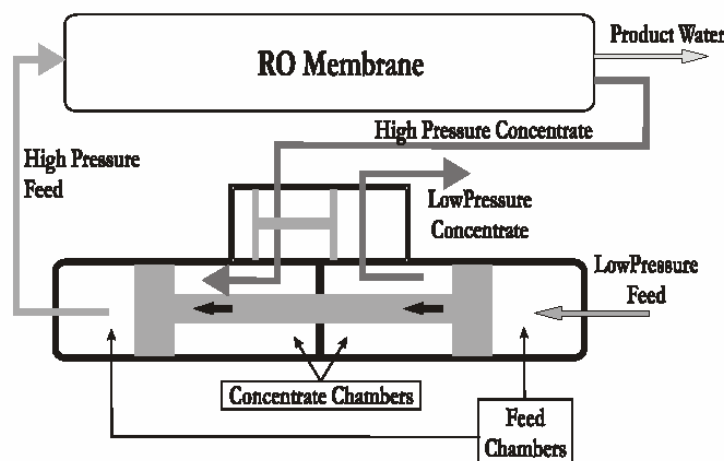


Figura A-4. Operación de una bomba Clark en un sistema de OI [Santos Miranda, 2003, p. 102].

Debido a que están diseñados para operar con una sola membrana, el modelo original comercial de bomba Clark sólo es capaz de operar en unidades con un 10% de conversión que se incrementará a un 20% con un modelo posterior. Los valores anteriores de la conversión vienen determinados por la relación de las áreas de las secciones transversales de los pistones y de la barra rígida que los une de forma solidaria [Thomson y Miranda, 2000]. Para poder operar a conversiones de la unidad de OI más

altas se puede utilizar el esquema de la Figura A-5 - utilizado por Thomson (2003) y Santos Miranda (2003) – en el que la bomba conectada en paralelo con la bomba Clark posibilita dicho aumento de conversión.

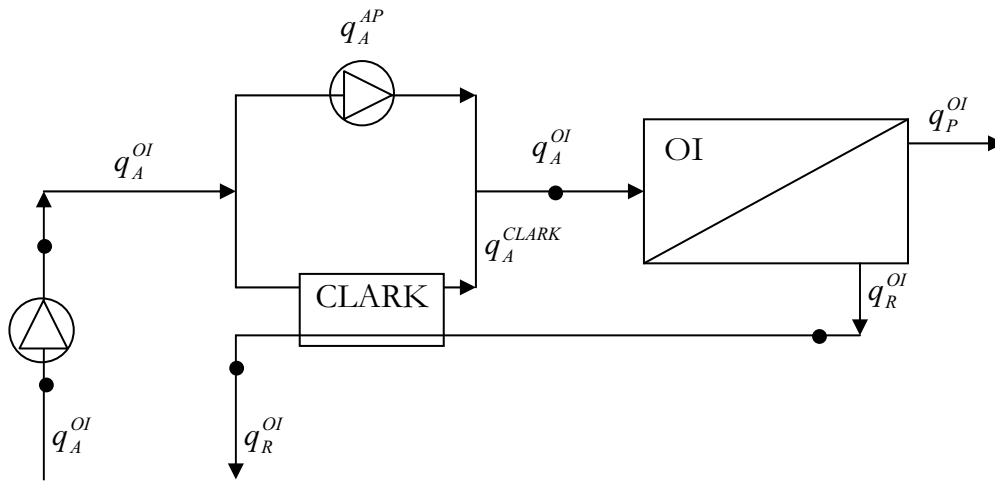


Figura A-5. Esquema productivo con bomba Clark para aumentar la conversión por encima del 10% o el 20%.

Todos los intercambiadores pueden ser instalados en paralelo con el fin de proporcionar una mayor capacidad. En la Tabla A-1 se da una relación de algunas plantas con capacidades superiores a 1000 m³/día que utilizan intercambiadores de presión como sistemas recuperadores de energía.

Además de las plantas dadas en la Tabla A-1 existen muchas otras unidades de capacidades menores de 1000 m³/día operando en el mundo. El número de ellas está aumentando rápidamente gracias, sobre todo, al intercambiador de presión PX ya mencionado anteriormente y que está siendo desarrollado y comercializado por la compañía Energy Recovery, Inc. Además de este último dispositivo, la otra mejora tecnológica importante que se ha dado en el campo de los intercambiadores de presión en estos últimos años es la válvula Linx™ patentada desde 1998 por Scott Shumway. Este dispositivo – implementado en el DWEER – simplifica el sistema intercambiador pues sustituye las ocho válvulas del sistema original y reduce los requerimientos de mantenimiento y la duración del ciclo de trabajo del intercambiador. Esto último posibilita un funcionamiento más rápido del mismo lo que permite reducir el tamaño de las cámaras y por tanto los costes de inversión [Andrews, 2001a]. La primera instalación comercial en la que se usó este dispositivo es la planta situada en Lower Valley (Islas Cayman) (ver Tabla A-1) [Andrews, 1998].

Tabla A-1. Plantas de desalación por ósmosis inversa con intercambiadores de presión como sistema recuperador.

Localización	Año de entrada en operación	Capacidad (m ³ /día)	Tipo de intercambiador
Red Gate, Islas Cayman ⁽¹⁾	1990	5000	DWEER
Governor's Harbour, Islas Cayman ⁽¹⁾	1990	4800	DWEER
Baughers Bay, Islas Vírgenes Británicas ⁽¹⁾	1990	4000	DWEER
Curacao, Antillas de los Países Bajos ⁽¹⁾	1996	3000	DYPREX
Nassau, Bahamas ⁽¹⁾	1997	10000	DWEER
Lower Valley, Islas Cayman ⁽¹⁾	1998	3200	DWEER
Lanzarote, Islas Canarias ⁽¹⁾	2000	5000	PES
West Bay, Islas Cayman ⁽¹⁾	2000	1700	DWEER
St. James, Barbados ⁽¹⁾	2000	5000	DWEER
Gran Canaria, Islas Canarias ⁽²⁾	2000	2000	Aqualyng TM

[Andrews, 2001a]⁽¹⁾, [Drablos, 2001]⁽²⁾

A.1.2 Intercambiadores de presión frente a sistemas convencionales

Como se ha comentado anteriormente, la diferencia entre los sistemas convencionales de recuperación de energía y los intercambiadores de presión es que los primeros realizan la recuperación mediante un esquema de conversión de dos pasos mientras que los segundos lo hacen según el esquema de transferencia de un solo paso (Figura A-6).

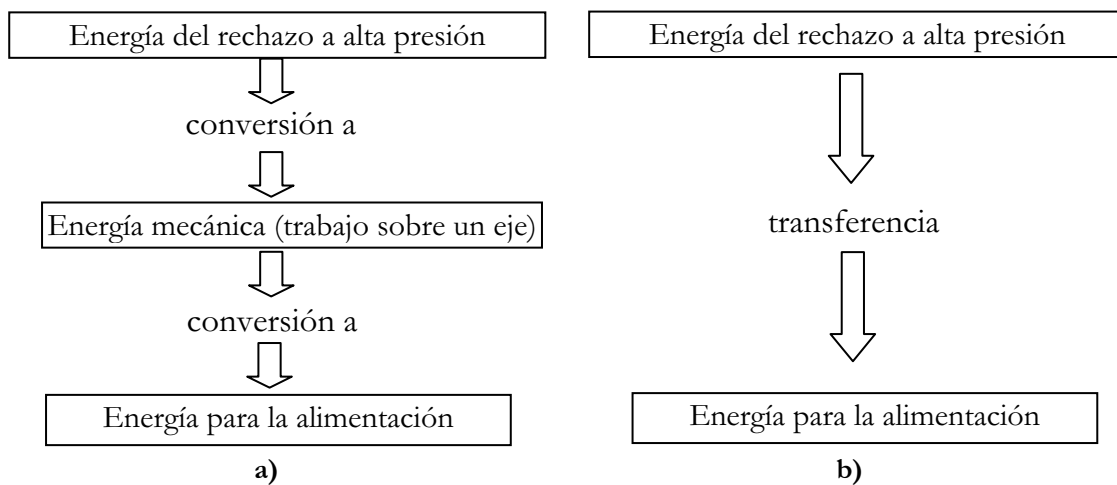


Figura A-6. Esquema de conversión de los sistemas convencionales (a) y no convencionales (b) de recuperación de energía en desalación por ósmosis inversa.

La ausencia del paso intermedio en el segundo caso hace que la eficiencia crezca desde aproximadamente un 75%-85% que se consigue con los sistemas convencionales [Krumm, 1996] hasta un 96%-98% conseguida con la tecnología de los intercambiadores de presión [Geisler, 1999 b].

Una vez acoplados los sistemas recuperadores a una planta, la principal diferencia entre un sistema de desalación por ósmosis inversa con sistema recuperador de energía convencional y uno con intercambiadores de presión radica en que en el primer caso la bomba de alta presión tiene que bombear todo el flujo de alimentación pretratado mientras que en el segundo sólo debe bombear un porcentaje de la alimentación igual al porcentaje de conversión del sistema de ósmosis inversa. Esta última situación – a la que se llega tras realizar el balance de masa del sistema con intercambiador de presión [Drablos, 2001] – es lo que hace que se reduzca considerablemente el consumo específico del proceso. En concreto, las experiencias encontradas en la literatura confirman que este ahorro, incluido el consumo de la bomba de recirculación, puede situarse en torno al 25%-30% respecto a sistemas con recuperación convencional mediante turbina Pelton. Lo anterior se debe a que, en un esquema como el de la Figura A-6a, el sistema recuperador es capaz de aportar no más del 20% de la presión nominal que el flujo de alimentación debe poseer al entrar en el módulo de ósmosis [Harris, 1999], reduciendo así la presión a aportar por la bomba principal que, sin embargo, debe seguir presurizando todo el caudal de alimentación. Según todo lo anterior, llegado el caso de sustituir un sistema de recuperación convencional por un sistema intercambiador de presión pueden plantearse dos opciones:

1. Dejar fija la bomba de alta presión con lo que la capacidad producción de la planta aumentaría tras el consiguiente incremento del número de membranas.
2. Dejar fija la capacidad de la planta y redimensionar la bomba de alta presión que pasaría a tener un menor tamaño reduciéndose así el consumo energético de la instalación

En el caso del IP PX de Energy Recovery, el ahorro energético cuando se reajusta el esquema de producción de una unidad de OI con el objeto de obtener un ahorro de la energía consumida mediante la sustitución del sistema recuperador de energía convencional (*turbocharger* y turbinas Pelton normalmente) se sitúa en un 40%-50% en el caso del *turbocharger* y en un 30% aproximadamente en el caso de la turbina Pelton [MacHarg, 2002].

A partir del esquema de la Figura A-7 es posible exponer algunas de las modificaciones que suelen o pueden llevarse a cabo dentro de la estrategia de aumento de la capacidad de producción mediante la incorporación de intercambiadores de presión.

Esta opción es mucho más habitual que la del ahorro energético mencionada anteriormente.

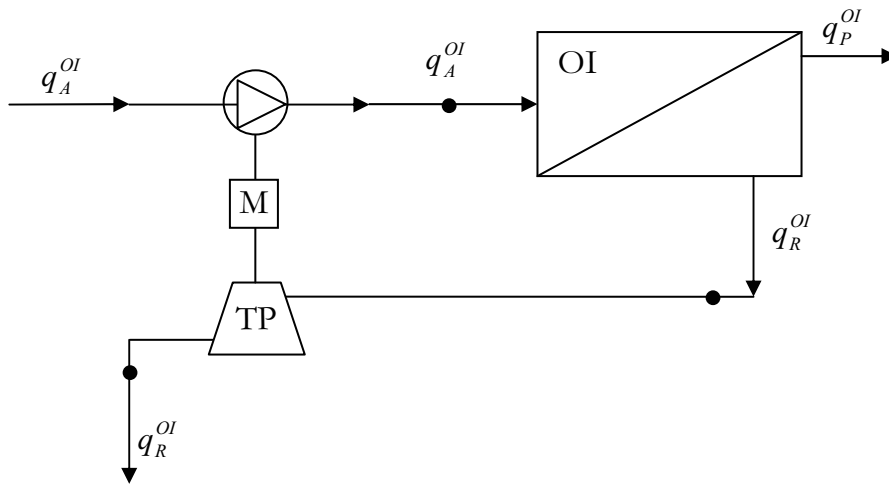


Figura A-7. Esquema productivo de la OI con turbina Pelton como sistema recuperador de energía del rechazo.

Las modificaciones, detalladas de forma concreta para el intercambiador de presión PX por parte de MacHarg (2002) pero extensibles a cualquier otro modelo de IP, son las siguientes:

- Partiendo del esquema de la Figura A-7, derivando una parte del caudal de alimentación antes de su llegada a la bomba de alta presión hacia un IP en el que es presurizado y conducido hacia otro módulo de OI adicional:
 - 1) En el que la presurización se consigue a partir del flujo total de rechazo de ambos módulos.
 - 2) En el que la presurización se consigue a partir del flujo de rechazo del módulo inicial. Esta opción tiene la ventaja de no necesitar ningún consumo adicional, pues ni siquiera es necesaria la bomba de recirculación. Sin embargo, el consumo específico en este caso es mayor que el que se tendría con un esquema como el de la Figura A-7 [MacHarg, 2002]
- Partiendo de dos módulos con un esquema como el de la Figura A-7 cada uno de ellos, es posible eliminar una de las bombas de alta presión y las dos turbinas Pelton. En ese caso, la bomba de alta presión que queda debe bombear un caudal de alimentación igual al producido por los dos módulos conjuntamente mientras que el IP bombea el resto de la alimentación aprovechando el caudal del rechazo total. El flujo de alimentación presurizado por el IP se incorpora al procedente de la bomba de alta presión gracias a la bomba de recirculación. Para un sistema que operaba con

turbinas Pelton de eficiencia muy alta (85%), esta modificación implica una reducción en el consumo específico del 22% [MacHarg, 2002, p. 264].

En el esquema típico de sistema con IP (Figura A-3), puesto que la alimentación procedente del mismo se mezcla con la procedente de la bomba de alta presión, el aumento de salinidad en las membranas no modifica de forma importante la operación de éstas. Sin embargo, si el esquema de incorporación supone que la alimentación que sale del IP se dirige directamente hacia un módulo de OI sin mezclarse con otro flujo – como es el caso de las dos primeras modificaciones anteriores –, el incremento de salinidad si puede ser importante. Para evitar esta situación es posible operar el IP con un flujo de alimentación algo superior al del rechazo (5%-10% mayor) lo que hace el incremento de concentración resultante se encuentre entre el 0% y el 2% [MacHarg, 2002, p. 260].

Otra ventaja del intercambiador de presión es que no sufre pérdidas apreciables de eficiencia cuando varían las condiciones de operación: su curva de eficiencia es plana dentro de un amplio rango de operación de caudales y presión.

Al igual que en los sistemas convencionales, el consumo específico a que dan lugar los intercambiadores de presión aumenta con la presión de trabajo del módulo de ósmosis. Sin embargo el ritmo de esta variación es ligeramente inferior en el caso de estos últimos [Krumm, 1996]. En cuanto a los costes, el ahorro que genera el acoplamiento de un intercambiador de presión da lugar a una rápida recuperación de la inversión asociada a dicho intercambiador incluso cuando éste sustituye en la planta a un sistema convencional de recuperación [Krumm, 1996]. Esto quiere decir que aunque sea una inversión adicional, el ahorro de coste que produce es tal que se da una rápida recuperación de la misma.

A.2 Experiencias de uso del intercambiador de presión

En la literatura se recogen algunas experiencias de plantas a las que se le ha añadido el sistema intercambiador de presión. Una de ellas ha tenido lugar en Lanzarote (Islas Canarias, España) donde a principios del año 2000 entra en operación un sistema PES (Pressure Exchange System) en la planta de desalación INALSA I [Geisler, 2001]. La planta tiene una capacidad de 5000 m³/día y el propósito de la experiencia es la demostración y comparación directa del PES con las turbinas empleadas originalmente en la instalación. De las medidas realizadas se observa una eficiencia para el PES de un 98% y un ahorro energético cuando se utiliza este último sistema de un 28% respecto al sistema tradicional para una conversión del 45%. El sistema recuperador PES es recomendado para plantas con capacidades superiores a los 2000 m³/día y tiene unos

períodos de amortización que pueden variar de dos a cuatro años dependiendo del lugar de operación [Geisler, 1999 b].

Otra experiencia interesante es la llevada a cabo en las islas Gran Cayman a partir del año 2000 [Andrews, 2001b]. Allí se instalaron en 1998 dos unidades de ósmosis inversa que utilizaban bombas de alta presión de desplazamiento positivo y como sistemas recuperadores de energía *turbocharger* hidráulicos. La capacidad de la planta era de 1071 m³/día y el consumo específico de 3 kWh/m³. Posteriormente, a principios del año 2000, se implementó una variación del sistema consistente en acoplar el intercambiador de presión DWEER como sistema recuperador de energía sustituyendo al sistema convencional, incrementar el número de membranas y añadir una bomba de recirculación. Cuando se hace esta modificación dejando intacta la bomba de alta presión las medidas arrojan un incremento de la capacidad de producción del 59%, una reducción del consumo específico en un 26% respecto al esquema original y una reducción del 52% al 50% en la conversión. Para comprobar que el descenso en el consumo específico no se debe al aumento de la capacidad de la planta se modificó la bomba de alta presión en el sistema con DWEER de forma que la capacidad de la planta fuese muy cercana a la original (1054 m³/día). Las mediciones sobre este esquema arrojan una variación muy pequeña en el consumo específico - de 2.22 kWh/m³ a 2.32 kWh/m³ - lo que confirmaba que la mejora del consumo específico se debe principalmente al uso del DWEER.

En el año 2000 comienza a funcionar en Gran Canaria (Islas Canarias) la planta Tauro con una capacidad de 2000 m³/día y como sistema recuperador de energía el dispositivo Aqualyng™. De las medidas realizadas del consumo específico para diferentes conversiones se encuentra un mínimo de consumo del sistema de 1.93 kWh/m³ para una conversión del 37% [Drablos, 2001].

Además de experiencias del tipo de las anteriores existen otras de tipo teórico y de diseño. Algunas de ellas son las siguientes:

Krumm *et al.* (1996) hacen una investigación teórica y una simulación matemática de una planta de desalación por ósmosis inversa de capacidad de producción 333 m³/h. Para una conversión del 45% el estudio indica un ahorro de un 35% en el consumo específico cuando se usa como sistema recuperador de energía el Three-Chamber-Pipefeeder en lugar de una turbina Pelton. En concreto, el consumo pasa de 4.30 a 2.85 kWh/m³.

Basándose en una unidad de ósmosis de 350 m³/día de capacidad Harris (1999) realiza un análisis comparativo de los sistemas de recuperación basados en turbinas (*Energy Recovery Turbina*, ERT) y en intercambiadores de presión (IP). Ambos dispositivos se representan en la Figura A-8a y en la Figura A-8b respectivamente. En el estudio también se considera la posibilidad de tener como bomba principal una de tipo centrífugo o de desplazamiento positivo (DP). De los resultados del estudio se desprende que, para una conversión del 40%, en el sistema con bomba centrífuga el ahorro en el consumo específico cuando se utiliza el intercambiador de presión respecto al sistema con turbina recuperadora (ERT) es de un 27%. Si en lugar de una bomba centrífuga se utiliza como

bomba principal una de desplazamiento positivo se alcanza el consumo específico más bajo (2.5 kWh/m³) y un ahorro de un 34% también respecto al sistema con turbina recuperadora (y bomba DP).

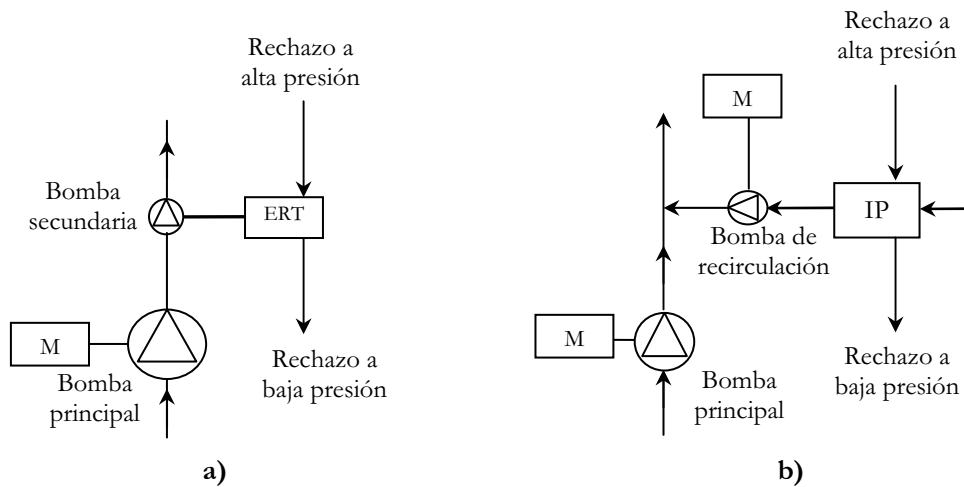


Figura A-8. Sistemas analizados por Harris (1999).

Un estudio de diseño interesante es el que realizan Andrews *et al.* (1999) para una planta de 20000 m³/día de capacidad. La planta utilizaría el sistema DWEER como intercambiador de presión mejorado con la válvula LinxTM y el estudio arroja, para una conversión del 45%, un consumo específico de 2.39 kWh/m³ frente a los 2.95 kWh/m³ que tendría la misma planta con un sistema de recuperación de energía mediante turbinas Pelton de la más alta eficiencia encontrada.

Otras experiencias de uso del IP documentadas son las de Schneider (2005), Villa Sallangos (2005) y Stover *et al.* (2005).

A.3 Diseños específicos y experiencias de aplicación de intercambiadores de presión en sistemas de ósmosis inversa con energías renovables

En cuanto al uso de los dispositivos intercambiadores de presión en unidades de OI acopladas a algún tipo de energía renovable, se destaca el sistema diseñado por la empresa ENERCON para su conjunción con energía eólica y la pequeña unidad de OI con bomba Clark desarrollada por el Centro para la Tecnología de Sistemas de Energías Renovables (*Center for Renewable Energy Systems Technology*, CREST). Esta unidad ha sido conectada a un sistema fotovoltaico [Thomson, 2003] y también a uno eólico [Santos Miranda, 2003].

El diseño de intercambiador de presión realizado por ENERCON [Paulsen y Hensel, 2005] para su uso en plantas de OI alimentadas con energía eólica responde a la

necesidad de acomodar la variabilidad del recurso eólico a la variabilidad en la producción de la unidad de desalación. El esquema productivo de la unidad de OI en la que se utiliza el diseño de ENERCON (ver Figura A-9), denominado Acumulador Tipo Pistón (*Piston Type Accumulator*, PTA) difiere del esquema productivo que se tendría con un intercambiador de presión típico. Como se observa, el PTA se encuentra en serie con una bomba de baja presión que proporciona al caudal de alimentación una presión de hasta 2.2 MPa.

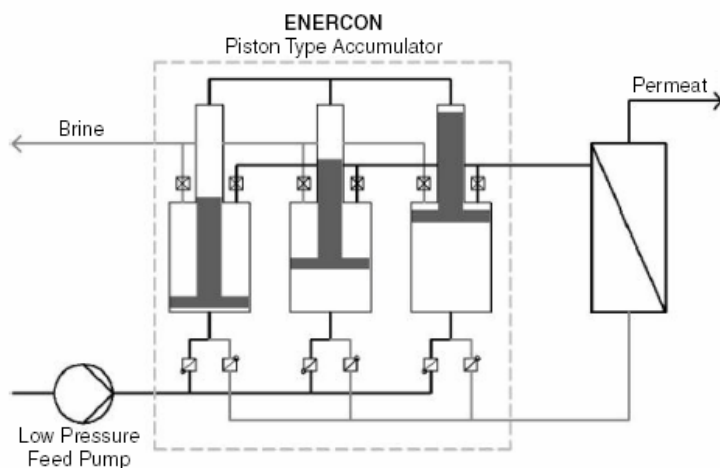


Figura A-9. Sistema IP de ENERCON y su esquema productivo en una unidad de OI. Tomado de Paulsen y Hensel (2005, p. 214).

Por su parte, el IP está compuesto por tres cilindros en cuyo interior se alojan sendos pistones. El volumen del cilindro situado en cada momento por encima del pistón es ocupado por el flujo de rechazo de OI y el volumen inferior por el flujo de alimentación. El diseño del IP es tal que la conversión del sistema de OI queda fijada en un 25% para agua de mar y en un 50% para agua salobre de forma que el IP se encarga en cada momento de suministrar la presión complementaria al caudal de alimentación procedente de la bomba de baja presión para poder alcanzar la conversión establecida. Obviamente, un 25%/50% de conversión en un sistema de OI de agua de mar/agua salobre se aleja de los valores típicos de este parámetro. Sin embargo, Paulsen y Hensel (2005, p. 215) indican que de esta forma no es necesario el uso de antiincrustantes e incluso se pueden eliminar etapas del proceso de pretratamiento. Estas modificaciones conllevan un ahorro económico en esa etapa del proceso de desalación. Por último, la adaptación del sistema de desalación a la variabilidad de la potencia suministrada por el sistema eólico se consigue mediante un variador de velocidad en la bomba de baja presión, que es de tipo centrífugo. ENERCON ha instalado algunas plantas piloto con este sistema de recuperación en la costa del Mar Mediterráneo con producciones de 4-8 m³/h con el modelo de membrana SW30HR-380 de Filmtec. El consumo específico obteniendo se encuentra entre 2 kWh/m³ y 2.8 kWh/m³ para agua de mar y 0.8 kWh/m³ y 1.3 kWh/m³ para agua salobre.

Por su parte, el CREST ha realizado una serie de investigaciones en los últimos años sobre sistemas de desalación por OI alimentados con energía eólica o fotovoltaica sin baterías [Santos Miranda, 2003][Thomson *et al.*, 2001][Thomson, 2003][Thomson e Infield, 2005]. En estos sistemas se utiliza una bomba Clark como dispositivo recuperador de energía por intercambio de presión en un esquema productivo como el de la Figura A-5. El módulo de OI acoplado tanto al módulo fotovoltaico [Thomson, 2003] como al aerogenerador [Santos Miranda, 2003] es el mismo en ambos casos y está formado por cuatro membranas modelo TFC[®] 1820HF de Koch Membrane Systems conectadas en serie.

A.4 Conclusiones

La recuperación de la energía hidráulica del flujo rechazado en los sistemas de desalación mediante ósmosis inversa es un objetivo de gran interés desde el punto de vista energético y económico dado que puede implicar una reducción del consumo específico del sistema de carácter rentable. En este sentido los sistemas intercambiadores de presión llevan a cabo esta recuperación de una forma más eficiente (hasta un 98%) y simple que los sistemas de recuperación convencionales como las turbinas Pelton o las bombas en modo inverso. La invención de este dispositivo no se debe al campo de la desalación y su desarrollo principal en dicho ámbito se produce a mediados de los años ochenta.

En una planta de OI con intercambiadores de presión como sistemas recuperadores de la energía del rechazo la bomba de alta presión tiene que presurizar únicamente un caudal de alimentación aproximadamente igual al de producto. El caudal restante es presurizado por el IP hasta una presión ligeramente inferior a la que proporciona la bomba de alta presión. Por este motivo, la instalación requiere la presencia de una bomba de recirculación que iguale la presión del flujo de alimentación presurizado por el intercambiador con la del flujo procedente de la bomba de alta presión. Además, para asegurar un flujo continuo se deben instalar dos o más intercambiadores en paralelo. Lo anterior supone una modificación del esquema productivo de la OI respecto al que se tendría utilizando una turbina Pelton como sistema recuperador. Esta modificación, unida a unos valores del rendimiento de los IP en torno al 95%, hace que el consumo específico se reduzca de manera considerable. Además, estos dispositivos poseen una operación estable frente a condiciones variables de caudal y presión.

Actualmente existen numerosos diseños de intercambiadores de presión comerciales, tanto para plantas de capacidad media como el DWEER de DesalCo Ltd. como para plantas de pequeña capacidad como el PX de Energy Recovery, Inc. Otro diseño comercial interesante es el RO Kinetics y la bomba Clark. En cuanto a los diseños

específicos para su aplicación en OI con aplicación de energías renovables, solo se puede hacer referencia al sistema ENERCON, optimizado para su uso con energía eólica.

Entre las ventajas de la incorporación de un dispositivo intercambiador de presión a una planta de ósmosis inversa preexistente se encuentra 1) un aumento considerable de la capacidad de producción si se mantiene fija la bomba de alta presión o 2) una disminución del tamaño de la bomba de alta si se mantiene fija la capacidad. Esto hace que la reducción del consumo específico de la instalación se sitúe en un 25%-30% respecto al sistema con recuperación convencional.

A.5 Referencias

AL-HAWAJ, O. M. The work exchanger for reverse osmosis plants. *Desalination*. 2003, vol. 157, p. 23-27.

a) ANDREWS, W.; D. LAKER. 2001. A twelve-year history of large scale application of work exchanger energy recovery technology. *Desalination*. 2001, vol. 138, p. 201-206.

b) ANDREWS, W.; W. PERGANDE; G. McTAGGART. Energy performance enhancements of a 950 m³/d seawater reverse osmosis unit in Grand Cayman. *Desalination*. 2001, vol. 135, p. 195-204.

ANDREWS, W.; S. SHUMWAY. Design Study of a 20,000 m³/day Seawater Reverse Osmosis Work Exchanger Energy Recovery System. *Proc. IDA Congress, San Diego*. 1999, vol. 2.

ANDREWS, W.; K. CROWLEY; R. McTAGGART; S. SHUMWAY; D. WOOLLEY. Installation of a New Seawater Desalination Plant at Lower Valley Grand Cayman. *The Next Breakthrough in Seawater Desalination*. K. A. E., Curacao, 1998.

ANDREWS, W.; S. SHUMWAY; B. RUSSELL. Design of a 10,000 cu-m/d Seawater Reverse Osmosis Plant on New Providence Island, The Bahamas. *International Desalination Association (Madrid Proceedings)*. 1997, vol. I, p. 429-438.

BROSS, S.; W. KOCHANOWSKI. SWRO core hydraulic module – the right concept decides in terms of energy consumption and reliability. Part II. Advanced pressure exchanger design. *Desalination*. 2004, vol. 165, p. 351-361.

BROSS, S.; W. KOCHANOWSKI; N. EL MARAGHY. SWRO core hydraulic system: first field experience. *Desalination*. 2005, vol. 184, p. 223-232.

CHILDS, W. D.; A. E. Dabiri; H. A. Al-Hinai; H. A. Abdullah. VARI-RO solar powered desalting technology. *Desalination*. 1999, vol. 125, p. 155-166.

DRABLOS, L. AqualyngTM- a new system for SWRO with pressure recuperation. *Desalination*. 2001, vol. 139, p. 149-153.

FARIÑAS IGLESIAS, M. *Ósmosis inversa. Fundamentos, tecnología y aplicaciones*. Madrid: McGraw Hill, 1999. 225 p. ISBN 84-481-2126-0.

- GEISLER, P.; W. KRUMM; T. PETERS. Reduction of the energy demand for seawater RO with the pressure exchange system PES. *Desalination*. 2001, vol. 135, p. 205-210.
- a) GEISLER, P.; W. KRUMM; T. PETERS. Optimization of the energy demand of reverse osmosis with a pressure-exchange system. *Desalination*. 1999, vol. 125, p. 167-172.
- b) GEISLER, P.; F. U. HAHNENSTEIN; W. KRUMM; T. PETERS. Pressure exchange system for energy recovery in reverse osmosis plants. *Desalination*. 1999, vol. 122, p. 151-156.
- HARRIS, C. Energy recovery for membrane desalination. *Desalination*. 1999, vol. 125, p. 173-180.
- HAUGE, L. J. The pressure exchanger – A key to substantial lower desalination cost. *Desalination*. 1995, vol. 102, p. 219-223.
- KRUMM, W; F. U. HAHNENSTEIN; G. FUNK; P. GEISLER. The three-chamber-pipefeeder as an efficient energy recovery system for reverse osmosis desalination plants. *Mediterranean Conference on Renewable Energy Sources for Water Production*, 10-12 junio de 1996. Santorini, Grecia. p. 93-96.
- MACHARG, J. P. Retro-fitting existing SWRO systems with a new energy recovery device. *Desalination*. 2002, vol. 153, p. 253-264.
- MARTÍN MORALES, F.; J. M. SÁNCHEZ SÁNCHEZ. Mejora de la eficiencia energética de las plantas desaladoras: nuevos sistemas de recuperación de energía. *Ingeniería y territorio*. 2005, nº 72, p. 74-79.
- MEDINA SAN JUAN, J. A. *Desalación de aguas salobres y de mar. Ósmosis inversa*. Madrid: Ediciones Mundi-Prensa, 1999. 395 p. ISBN 84-7114-849-8.
- PAULSEN, K.; HENSEL, F. Introduction of a new Energy Recovery System – optimized for the combination with renewable energy. *Desalination*. 2005, vol. 184, p. 211-215.
- SANTOS MIRANDA, M. “Small-scale Wind Powered Seawater Desalination Without Batteries”. Tesis doctoral inédita. Universidad de Loughborough, Reino Unido, julio de 2003.
- SCHNEIDER B. Selection, operation and control of a work exchanger energy recovery system based on the Singapore project. *Desalination*. 2005, vol. 184, p. 197-210.
- SHUMWAY, S. A. The Work Exchanger for SWRO Energy Recovery. *International Desalination & Water Reuse Quarterly*. 1999, vol. 8(4).
- STOVER, R. L. Development o a fourth generation energy recovery device. A ‘CTO’s Notebook. *Desalination*. 2004, vol. 165, p. 313-321.
- STOVER, R. L. The Ghalilah SWRO plant: an overview of the solutions adopted to minimize energy consumption. *Desalination*. 2005, vol. 184, p. 217-221.
- THOMSON, M.; M. MIRANDA. “Theory, testing and modelling of a Clark pump”. Informe inédito. Center for Renewable Energy Systems, septiembre de 2000.

THOMSON, M.; M. MIRANDA; J. GWILLIM; A. ROWBOTTOM; I. DRAISEY. “Batteryless photovoltaic reverse-osmosis desalination system. 2001”. Informe inédito. Center for Renewable Energy Systems y Dulas Ltd, 2001.

THOMSON, M. “Reverse-Osmosis Desalination of Seawater Powered by Photovoltaics without Batteries”. Tesis doctoral inédita. Universidad de Loughborough, Reino Unido, junio de 2003.

THOMSON, M.; D. INFIELD. Laboratory demonstration of a photovoltaic-powered seawater reverse-osmosis system without batteries. *Desalination*. 2005, vol. 183, p. 105-111.

VILLA SALLANGOS, O. L. Operating experience of the Dhekelia seawater desalination plant using an innovative energy recovery system. *Desalination*. 2005, vol. 173, p. 91-102.

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CAPÍTULO 6

Configuración para operación aislada de la red y evaluación del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Configuración para operación aislada de la red y evaluación del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica

Resumen

Se ha realizado un análisis de la configuración en cascada doble del ciclo Rankine orgánico (ciclo Rankine binario) alimentado solarmente con tolueno y MM como fluidos de trabajo del ciclo superior (ciclo de media temperatura) y otra serie sustancias como posibles fluidos de trabajo del ciclo inferior (ciclo de baja temperatura). Los resultados obtenidos indican que el isopentano es el fluido que proporciona el mejor rendimiento del ciclo inferior y que si toda la potencia mecánica desarrollada por el ciclo de media temperatura se emplea en la bomba de alta presión del sistema de ósmosis inversa, con el ciclo inferior se puede producir la suficiente electricidad para cubrir el resto de consumo del sistema.

También se ha llevado a cabo la evaluación económica del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica, la cual indica un coste unitario del agua desalada entre $0.55 \text{ €/m}^3 - 0.72 \text{ €/m}^3$, $0.65 \text{ €/m}^3 - 0.90 \text{ €/m}^3$ y $0.75 \text{ €/m}^3 - 1.05 \text{ €/m}^3$ si el coste de la energía mecánica obtenida en modo solar se sitúa en los 15 c€/kWh , 30 c€/kWh y 45 c€/kWh respectivamente y el consumo específico del proceso de ósmosis inversa en 2.25 kWh/m^3 .

Frente a un sistema de destilación solar multiefecto, el sistema prediseñado de ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica requiere más de un 70% menos de energía solar por unidad de masa de agua desalada. Además, el Análisis de Ciclo de Vida de la tecnología de ósmosis inversa indica que la fase de operación es la responsable de casi todo el impacto producido por el proceso. Por tanto, existe un alto potencial de reducción de dicho impacto si el proceso se alimenta con energía solar.

Índice de materias

RESUMEN	371
ÍNDICE DE MATERIAS	373
ÍNDICE DE FIGURAS	375
ÍNDICE DE TABLAS	377
GLOSARIO DE SÍMBOLOS	379
SUBÍNDICES	379
SUPERÍNDICES	380
GLOSARIO DE SIGLAS	380
0 PRESENTACIÓN	381
1 APROVECHAMIENTO DE LA POTENCIA TÉRMICA CEDIDA POR EL CICLO SOLAR MEDIANTE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO DE BAJA TEMPERATURA	382
2 EVALUACIÓN ECONÓMICA	388
2.1 TRATAMIENTO DE COSTES	388
2.2 PARÁMETROS ECONÓMICOS DE LA PLANTA DESALADORA	391
2.3 COSTE DE LA ENERGÍA PRODUCIDA EN MODO SOLAR	392
2.4 COSTE DEL AGUA DESALADA MEDIANTE EL SISTEMA DE ÓSMOSIS INVERSA ALIMENTADO CON ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y RESPALDO CONVENCIONAL	393
3 EVALUACIÓN TERMODINÁMICA COMPARATIVA CON SISTEMAS DE DESTILACIÓN SOLAR	395
4 EVALUACIÓN AMBIENTAL	396
5 CONCLUSIONES	397
6 REFERENCIAS	398

Índice de figuras

Figura 1-1. Rendimiento térmico del ciclo Rankine con recuperación en función de la temperatura final de sobrecalentamiento con butano, isobutano, pentano, isopentano y neopentano como fluidos de trabajo.....	384
Figura 2-1. Coste unitario del agua desalada en función del coste unitario de la energía consumida y del coste específico de inversión para un consumo específico del proceso de ósmosis inversa de 2.25 kWh/m ³ y a) $i = 3\%$ y b) $i = 5\%$	393
Figura 2-2. Coste unitario del agua desalada en función del coste unitario de la energía consumida y del coste específico de inversión para un consumo específico del proceso de ósmosis inversa de 2.5 kWh/m ³ y a) $i = 3\%$ y b) $i = 5\%$	394
Figura 2-3. Coste unitario de la energía mecánica en modo híbrido en función del coste unitario de la energía mecánica obtenida solarmente y de la fracción solar para un coste unitario de la energía convencional de a) 6 c€/kWh y b) 8 c€/kWh.	395

Índice de tablas

Tabla 1-1. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con ciclo Rankine orgánico en cascada doble con tolueno e isopentano como fluidos de trabajo del ciclo de media y baja temperatura respectivamente, $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$	385
Tabla 1-2. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar, ciclo Rankine orgánico en cascada doble con MM e isopentano como fluidos de trabajo del ciclo de media y baja temperatura respectivamente, $t_{\text{cond}} = 115^{\circ}\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$	386
Tabla 1-3. Potencia demandada y potencia eléctrica disponible mediante el ciclo de baja temperatura en cada una de las configuraciones tratadas. Los valores entre paréntesis corresponden al intervalo $\eta_t = 0.60-0.75$	388
Tabla 2-1. Coste unitario estimado de la energía mecánica producida solarmente (€/kWh) con cada una de las configuraciones dimensionadas supuesto un coste de la energía térmica entre 0.04 €/kWh – 0.07 €/kWh.....	392
Tabla 2-2. Coste unitario del agua desalada para diferentes valores del coste específico de inversión y coste unitario de la energía obtenida con el sistema solar térmico.....	395
Tabla 3-1. Evaluación termodinámica comparativa del sistema de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica con algunos sistemas de destilación solar..	396

Glosario de símbolos

A	área [m ²]
C	coste [Euros]
c_I	coste específico de inversión de la ósmosis inversa [€/m ³ ·día ⁻¹]
cu	coste unitario [€/m ³ o €/]
D4	octametilciclotetrasiloxano
E	energía consumida en el proceso de desalación por ósmosis inversa
f_{solar}	fracción solar
G	irradiancia solar [W/m ²]
h	tasa de inflación
i	tasa de interés
I	inversión [€]
MM	hexametildisiloxano
n	vida útil [años]
k	período de amortización [años]
P	potencia [kW]
p	presión [kPa]
q	caudal másico [kg/s]
q_v	caudal volumétrico [m ³ /día]
r	tasa de interés real o efectiva
R_{OI}	conversión del sistema de desalación por ósmosis inversa [adimensional]
t	temperatura [°C]
T	temperatura [K]
η	rendimiento [adimensional]

Subíndices

A, P, R	relativos a la alimentación, producto y rechazo de la unidad de ósmosis inversa
<i>Amort</i>	relativo a la amortización de la planta de ósmosis inversa
AP	relativo a la bomba de alta presión de la unidad de ósmosis inversa
a	relativo a la apertura
b	relativo a la irradiancia solar directa o a la bomba del ciclo Rankine
<i>cond</i>	relativo al proceso de condensación en el ciclo Rankine
<i>E</i>	relativo a la energía
<i>energía</i>	relativo a la fracción del coste de operación y mantenimiento correspondiente al consumo energético de la ósmosis inversa
<i>evap</i>	relativo al proceso de evaporización en el ciclo Rankine
<i>O&M</i>	relativo al coste de operación y mantenimiento de la planta de ósmosis inversa

<i>otros</i>	relativo a la fracción del coste de operación y mantenimiento diferente al correspondiente al consumo energético de la ósmosis inversa
<i>Producto</i>	relativo al producto obtenido del sistema de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica, esto es, el agua desalada
<i>Q</i>	relativo a la energía intercambiada en forma de calor o a cantidad de agua desalada producida
<i>R</i>	relativo al ciclo Rankine
<i>W</i>	relativo a la energía intercambiada en forma de trabajo

Superíndices

<i>anual</i>	relativo al coste anual
OI	relativo a la unidad de ósmosis inversa
IP	relativo al intercambiador de presión
AP	relativo a la alta presión en la unidad de ósmosis inversa
PI	relativo a la presión intermedia en la unidad de ósmosis inversa
<i>total</i>	relativo al coste total, es decir, el coste a lo largo del período de amortización o a lo largo del período de vida útil de la planta de ósmosis inversa

Glosario de siglas

ACV	Análisis de Ciclo de Vida
AP	Alta Presión
BCADE	Bomba de Calor por Absorción de Doble Efecto
PI	Presión Intermedia
CBT	Captador de Baja Temperatura
CCP	Captador Cilindro-Parabólico
CRO	Ciclo Rankine Orgánico
GDV	Generación Directa de Vapor
HTF	Heat Transfer Fluid
IP	Intercambiador de Presión
MED	Multi-Effect Distillation
OI	Ósmosis Inversa

Capítulo 6. Configuración para operación aislada de la red y evaluación del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica

0 Presentación

Un aspecto de gran interés en el campo de la desalación alimentada energéticamente mediante recursos renovables es la posibilidad de una operación del sistema aislado de la red. En el sistema prediseñado en esta memoria, lo anterior supondría cubrir el consumo energético en el sistema de ósmosis inversa distinto al de la bomba de alta presión y el consumo de auxiliares correspondiente al sistema solar térmico. Para ello, en la sección 1 se propone el aprovechamiento de la energía térmica cedida por el ciclo de potencia solar con una temperatura de condensación de 115°C mediante un ciclo Rankine orgánico de baja temperatura para producción de electricidad.

Por otra parte, en el ámbito general de la desalación, un aspecto obligado en cualquier análisis de la tecnología es el análisis económico del sistema con el objeto de estimar el coste monetario del agua desalada, generalmente, el coste del metro cúbico producido. Lo anterior cobra especial interés cuando la energía necesaria en el proceso de desalación se obtiene a partir de una fuente renovable de energía. En el presente capítulo se realiza, a *grosso modo*, una evaluación económica del sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica. Para ello, en la sección 2 se comienza por establecer el tratamiento económico a aplicar para obtener una estimación del coste del agua desalada en función del coste de la energía necesaria en el proceso de desalación. En la sección 2.2 se fijan los valores e intervalos de variación de algunos parámetros técnicos y económicos necesarios para la aplicación del tratamiento económico. Los primeros surgen del análisis realizado en el capítulo anterior mientras que los segundos se establecen a partir de la información suministrada en referencias existentes en la bibliografía. En esta sección también se presentan los resultados para el coste unitario del agua desalada.

Posteriormente es necesario evaluar la energía producida mediante el ciclo de potencia solar pues, establecido el coste de esta energía, podrá obtenerse finalmente el coste del agua desalada dependiendo del origen de la energía consumida en el proceso de desalación (solar o convencional).

Por último, en las secciones 3 y 4 se realiza, de manera respectiva, una breve comparación del sistema prediseñado con los sistemas de desalación por destilación solar y una breve evaluación ambiental en base a los resultados obtenidos mediante el Análisis de Ciclo de Vida (ACV) de las diferentes tecnologías comerciales de desalación.

1 Aprovechamiento de la potencia térmica cedida por el ciclo solar mediante un ciclo Rankine orgánico de baja temperatura

Como se ha venido mencionando a lo largo de la presente memoria, es posible plantear el aprovechamiento posterior de la potencia térmica descargada por el ciclo de potencia solar con el objeto de incrementar el rendimiento global del sistema total y por ende, conseguir un mayor aprovechamiento de la energía captada por cada metro cuadrado de superficie de apertura del campo solar. Entre las aplicaciones que se han señalado como posibles destinatarias de dicha potencia térmica se ha sugerido la posibilidad de incorporar un ciclo Rankine orgánico (CRO) de baja temperatura con el que se pueda transformar parte de la potencia térmica descargada por el ciclo de media temperatura en potencia mecánica. Mediante un alternador, esta potencia mecánica podría convertirse en potencia eléctrica con la que alimentar las bombas de alimentación del ciclo Rankine, la bomba de circulación del aceite en la configuración con fluido de transferencia de calor, la bomba de circulación del núcleo de la unidad de ósmosis inversa, bombas de impulsión de alimentación y producto de la unidad de ósmosis inversa (OI) y el resto de consumos auxiliares del sistema. De esta forma, el sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica ganaría en autonomía respecto a la red de energía convencional. Además, la potencia térmica cedida por el CRO de baja temperatura se emplearía en precalentar el agua de alimentación de la unidad de OI.

La configuración anterior de ciclo Rankine orgánico binario se denominará de aquí en adelante configuración en “cascada doble” y también ha sido propuesta por Prabhu (2006) para los sistemas denominados STORES (*Solar Trough Organic Rankine Electricity System*) de reciente desarrollo en Estados Unidos. En concreto, la combinación de fluidos que propone Prabhu (2006) para el CRO en cascada doble es tolueno/butano, que son dos fluidos que han sido tratados en esta memoria de manera independiente. El ciclo con tolueno absorbería energía térmica cedida por un flujo de aceite térmico (Therminol VP-

1) que circula por el campo solar. Los sistemas STORES se plantean para potencias brutas producidas entre 1 MW y 10 MW.

En nuestro caso concreto y vistos los resultados obtenidos en el capítulo 3, en el ciclo de potencia solar de 100 kW de potencia mecánica bruta con un proceso de recuperación realizado con una eficiencia del 0.8 se dispone, con una temperatura de condensación en el ciclo de 115°C, de entre 340 kW y 530 kW de potencia térmica rechaza por el ciclo si el fluido de trabajo es tolueno, entre 430 kW y 675 kW si el fluido de trabajo es D4 y entre 515 kW y 615 kW si el fluido de trabajo es MM. Se plantea ahora la absorción de dicha energía térmica por parte de un ciclo Rankine de baja temperatura con alguno de los fluidos secos tratados en el capítulo 4, lo que tiene mayor sentido si con él se evita la operación del sistema en condiciones de vacío. Por tanto, se considerará que el CRO en configuración de cascada doble estará compuesto por un ciclo superior – ciclo de media temperatura – con tolueno o MM y un ciclo inferior – ciclo de baja temperatura – con butano, isobutano, isopentano o neopentano. En el primer caso el punto de ebullición normal se sitúa por debajo de 115°C y en el segundo por debajo de 35°C, valores éstos escogidos para la temperatura de condensación en el ciclo de media y baja temperatura respectivamente. Además, al tratarse en ambos ciclos de fluidos secos se despeja la posibilidad de la condensación del vapor durante el proceso de expansión del vapor en la turbina.

La nomenclatura elegida para nombrar los estados del ciclo Rankine es la misma que la utilizada en los capítulos anteriores (ver Figura 2-1, p. 323), correspondiendo las letras (x, y, w, z) o números (1, 2, 3, 4) primados al ciclo de baja temperatura. Para acoplar los dos ciclos Rankine orgánicos se supondrá que toda la potencia térmica cedida por el ciclo de media temperatura es absorbida en el proceso de calentamiento del ciclo de baja temperatura. Además, la temperatura de evaporación en éste último ciclo se supondrá igual a 105°C mientras que la temperatura final de sobrecalentamiento (T_2) dependerá de la temperatura de inicio de cesión de calor en el ciclo de media temperatura (T_x).

En el capítulo 5 se demostró que el efecto del precalentamiento de la alimentación alcanzable haciendo uso la potencia térmica descargada por el ciclo de media temperatura ($P_Q^{x \rightarrow 4}$) no era importante, incrementándose la producción de la planta de ósmosis inversa dimensionada en menos de un 1% como máximo respecto al sistema sin precalentamiento. Al considerar ahora el aprovechamiento de $P_Q^{x \rightarrow 4}$ mediante un ciclo Rankine orgánico de baja temperatura, la potencia térmica descargada por éste ($P_Q^{x' \rightarrow 4'}$) será menor que $P_Q^{x \rightarrow 4}$, por lo que el incremento de temperatura de la alimentación será aún más pequeño. Por lo tanto, puesto que el efecto del precalentamiento de la alimentación sobre la producción de la unidad de OI va a seguir siendo pequeño, la configuración en cascada doble debe ser establecida con el objetivo de maximizar la producción de potencia eléctrica con el ciclo de baja temperatura. En este sentido, el primer paso es seleccionar el fluido de trabajo que mayor rendimiento proporcione en dicho ciclo. Para

ello, en la Figura 1-1 se ha representado el rendimiento térmico del ciclo Rankine (η_R) con recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$) y $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$ y $t_{evap} = 105^\circ\text{C}$ en función de la temperatura final de sobrecalentamiento con las sustancias consideradas como fluidos de trabajo del ciclo de baja temperatura. Dicha representación se ha realizado para el ciclo ideal y para el ciclo con $\eta_b = 0.75$ y $\eta_t = 0.60$ y 0.75 . Estos dos últimos valores son los dados por Stine y Geyer (2001) para turbinas de vapor que operan con fluidos de alto peso molecular en el intervalo de potencias de 10 kW – 100 kW. El intervalo de temperaturas finales de sobrecalentamiento se ha establecido en correspondencia con los valores de la temperatura del vapor en el inicio del proceso de enfriamiento en el ciclo de media temperatura (T_x). Además, a pesar de que su punto de ebullición se encuentra ligeramente por encima de los 35°C , también se ha representado la curva correspondiente al pentano con el objeto de compararlo con el resto de fluidos. En dicha representación se observa que en el ciclo real, el pentano y el isopentano son los dos fluidos que mejor valor de η_R proporcionan, decreciendo la diferencia a temperaturas de sobrecalentamiento crecientes.

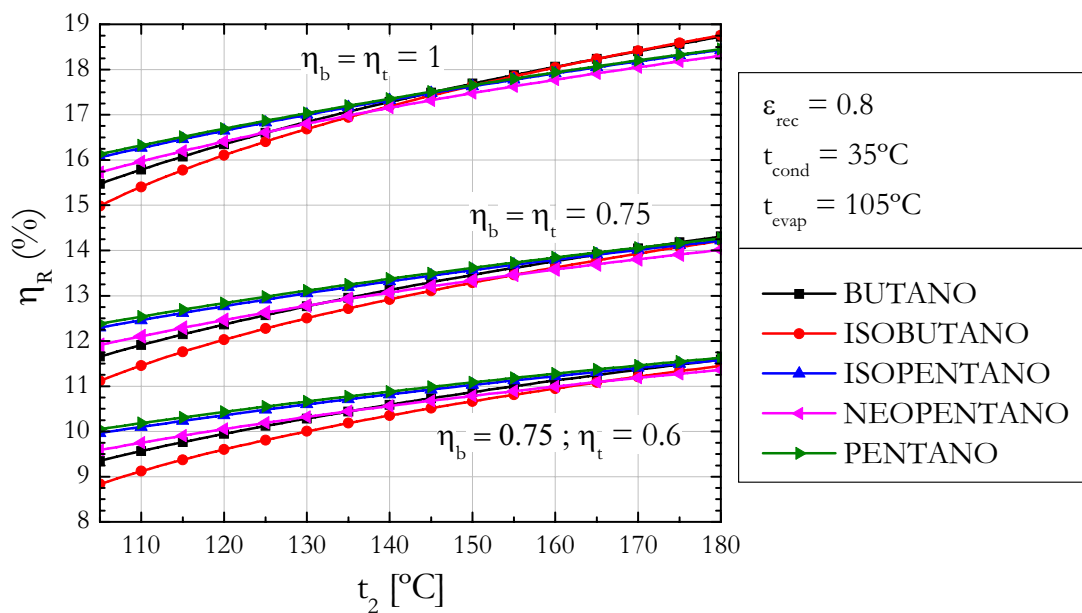


Figura 1-1. Rendimiento térmico del ciclo Rankine con recuperación en función de la temperatura final de sobrecalentamiento con butano, isobutano, pentano, isopentano y neopentano como fluidos de trabajo.

De acuerdo con lo anterior, se selecciona al isopentano como fluido de trabajo del ciclo Rankine de baja temperatura de la configuración de cascada doble con tolueno y MM como fluidos de trabajo en el ciclo de media temperatura.

Los resultados del acoplamiento entre ambos ciclos figuran en la Tabla 1-1 para el ciclo de media temperatura con tolueno y en la Tabla 1-2 para el ciclo de media temperatura con MM. En ambos casos, las condiciones de operación del ciclo son las determinadas en el capítulo 3 (sección 6) para una temperatura de condensación de 115°C

con recuperación ($\epsilon_{rec} = 0.8$). Para el ciclo de baja temperatura los datos se han calculado para $\eta_t = 0.60$ y 0.75 y el valor del rendimiento total del ciclo de potencia solar en cascada doble (η) se ha calculado mediante la ec. 1-1, en la que $P_W^{C \rightarrow D} = 0$ en una configuración de generación directa de vapor (GDV):

$$\eta = \frac{\left[\left(|P_W^{2 \rightarrow 3}| + |P_W^{2' \rightarrow 3'}| \right) - \left(|P_W^{4 \rightarrow 1}| + |P_W^{4' \rightarrow 1'}| + |P_W^{C \rightarrow D}| \right) \right]}{|P^{sol \rightarrow captador}|}$$

ec. 1-1

Tabla 1-1. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar con ciclo Rankine orgánico en cascada doble con tolueno e isopentano como fluidos de trabajo del ciclo de media y baja temperatura respectivamente, $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$.

Ciclo de media temperatura; Tolueno, $t_{cond} = 115^\circ\text{C}$, $\epsilon_{rec} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_W^{TV} = 100 \text{ kW}$				
Configuración/cap tador solar	GDV/LS3	HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/ IND300	HTF/ IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{evap} [^\circ\text{C}]$	300	300	300	222.8
$t_2 [^\circ\text{C}]$	380	355.7	300	280
$t_x [^\circ\text{C}]$	158.3	151.7	134.4	140.7
$\eta_R^{TOLUENO} (\%)$	21.92	21.29	18.92	15.55
$q^{TOLUENO} [\text{kg/s}]$	0.799	0.848	1.042	1.334
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	340.7	352.7	404.2	530.7
Ciclo de baja temperatura; $t_{cond} = 35^\circ\text{C}$; $t_{evap} = 105^\circ\text{C}$; $\epsilon_{rec} = 0.8$; $\eta_b = 0.75$; $\eta_t = 0.60-0.75$				
Fluido	Isopentano	Isopentano	Isopentano	Isopentano
$t_2 [^\circ\text{C}]$	133.7 – 134.3	129.8 – 130.3	118.6 – 118.9	122.7 – 123.1
$t_x [^\circ\text{C}]$	49.9 – 48.8	48.9 – 47.8	46.3 – 45.2	47.3 – 46.1
$t_y [^\circ\text{C}]$	77.6 – 74.5	75 – 71.8	67.4 – 64.2	70.2 – 67.0
$\eta_R^{Fluido} (\%)$	10.68 – 13.17	10.59 – 13.06	10.33 – 12.74	10.43 – 12.86
$q^{Fluido} [\text{kg/s}]$	0.835 – 0.817	0.870 – 0.851	1.012 – 0.991	1.322 – 1.293
$P_W^{2' \rightarrow 3'} [\text{kW}]$	37.6 – 46.1	38.6 – 47.4	43.2 – 52.9	57.3 – 70.1
$P_Q^{x' \rightarrow 4'} [\text{kW}]$	304.2 – 295.9	315.3 – 306.9	362.2 – 352.4	475.3 – 462.3
$A_a [\text{m}^2]$	735.9	750.3	999.2	1255.6
$\eta (\%)$	21.11 – 22.47	19.95 – 21.32	16.02 – 17.16	14.23 – 15.44
$t_A [^\circ\text{C}]$	22.21 – 22.15	22.29 – 22.23	22.63 – 22.56	23.46 – 23.36
$(q_{v,p}^{ol} / A_a) [(l \cdot h^{-1}) / \text{m}^2]$	76.7	75.0	56.7	45.0

Como se observa en las dos tablas, la temperatura de la alimentación se sitúa entre 22.2°C y 24°C si el precalentamiento se realiza con la potencia térmica descargada por el ciclo de baja temperatura mientras que la capacidad de producción se sitúa entre 56.4 m³/h y 56.6 m³/h en todos los casos. Este resultado es similar al obtenido en el capítulo 5 con el ciclo con temperaturas de condensación de 35°C. Sin embargo, en los casos caracterizados en las dos tablas anteriores se aprecia que el intercambio de calor entre el flujo de isopentano y el flujo de agua de alimentación se produciría con unas diferencias de temperatura considerablemente menores.

Por otra parte, debido a que con MM el rendimiento térmico alcanzable con el ciclo de media temperatura es menor, la potencia mecánica extraíble en este caso es superior al caso con tolueno en el ciclo de media temperatura.

Tabla 1-2. Parámetros característicos del ciclo de potencia solar, ciclo Rankine orgánico en cascada doble con MM e isopentano como fluidos de trabajo del ciclo de media y baja temperatura respectivamente, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$ y $G_b = 850 \text{ W/m}^2$.

Ciclo de media temperatura; MM, $t_{\text{cond}} = 115^\circ\text{C}$, $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$, $\eta_b = \eta_t = 0.75$, $P_W^{TV} = 100 \text{ kW}$				
	GDV/LS3	HTF/LS3 ($T_A - T_D = 100 \text{ K}$)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70 \text{ K}$)
$t_{\text{evap}} [^\circ\text{C}]$	235	235	235	214.4
$t_2 [^\circ\text{C}]$	350	336.3	280	280
$t_x [^\circ\text{C}]$	160.3	157.0	143.4	144.9
$\eta_R^{MM} (\%)$	15.44	15.33	14.61	13.35
$q^{MM} [\text{kg/s}]$	1.920	1.979	2.295	2.562
$P_Q^{x \rightarrow 4} [\text{kW}]$	516.2	519.7	544.3	614.6
Ciclo de baja temperatura; $t_{\text{cond}} = 35^\circ\text{C}$; $t_{\text{evap}} = 105^\circ\text{C}$; $\epsilon_{\text{rec}} = 0.8$; $\eta_b = 0.75$; $\eta_t = 0.60-0.75$				
Fluido	Isopentano	Isopentano	Isopentano	Isopentano
$t_2' [^\circ\text{C}]$	150	145	130	130
$t_x' [^\circ\text{C}]$	53.8 – 52.5	52.6 – 51.3	49.0 – 47.8	49.0 – 47.8
$t_y' [^\circ\text{C}]$	88.5 – 84.8	85.1 – 81.5	75.1 – 71.6	75.1 – 71.6
$\eta_R^{\text{Fluido}} (\%)$	11.03 – 13.57	10.93 – 13.44	10.60 – 13.05	10.60 – 13.05
$q^{\text{Fluido}} [\text{kg/s}]$	1.237 – 1.209	1.254 – 1.226	1.342 – 1.313	1.515 – 1.483
$P_W^{2' \rightarrow 3'} [\text{kW}]$	58.8 – 71.8	58.6 – 71.7	59.7 – 73.0	67.4 – 82.4
$P_Q^{x' \rightarrow 4'} [\text{kW}]$	459.3 – 446.2	462.9 – 449.8	486.6 – 473.2	549.4 – 534.4
$A_a [\text{m}^2]$	1015	1016.0	1247.4	1417.1
$\eta (\%)$	17.52 – 19.04	16.61 – 18.12	14.22 – 15.48	13.16 – 14.41
$t_A [^\circ\text{C}]$	23.34 – 23.25	23.37 – 23.27	23.54 – 23.44	24.0 – 23.89
$(q_{v,p}^{ol} / A_a) [\text{l} \cdot \text{h}^{-1} / \text{m}^2]$	55.8	55.8	45.4	40.0

El otro aspecto de gran importancia en relación a los sistemas caracterizados en la Tabla 1-1 y en la Tabla 1-2 es su posible autonomía de la red. En este sentido es necesario estimar el consumo de auxiliares de la instalación de OI para añadirlo a la potencia consumida por las bombas de alimentación de los dos ciclos Rankine y por la bomba de circulación del aceite térmico en el caso de la configuración HTF.

Para la estimación del consumo de auxiliares de la planta de OI dimensionada en el capítulo 5 se va a tomar como referencia una planta con idéntico caudal de alimentación (115 m³/h), conversión (~ 50%) y presión de la alimentación de alta (~ 5530 kPa) pero en la que el proceso de recuperación de la energía del rechazo tenga lugar mediante una turbina hidráulica a la que se le asigna un rendimiento del 0.85. En plantas de OI de agua de mar con una configuración como la anterior el consumo energético de la bomba de alta presión suele representar en torno al 85% del consumo total de la planta [Wilf, 2004, p. 24]. En el caso anterior, el consumo de la bomba de alta presión – supuesto un rendimiento global de la misma de 0.85 – se sitúa en torno a los 132 kW por lo que el consumo de auxiliares de la misma es de unos 23 kW, que se supondrá igual al de la planta de OI con recuperación de energía del rechazo por intercambio de presión. En el capítulo 5 también se determinó que el consumo de la bomba de circulación (bomba *booster*) resultaba ser de unos 6.2 kW. Por lo tanto, el consumo energético estimado de la planta de OI sin tener en cuenta los 95 kW consumidos por la bomba de alta presión se sitúa cerca de los 30 kW. Esta potencia consumida en forma de electricidad puede ser proporcionada por el ciclo de baja temperatura de cualquiera de las configuraciones expuestas en las dos tablas anteriores incluso cuando la conversión a energía eléctrica tenga lugar con eficiencias tan bajas como el 80%.

Como se ha dicho, además de los consumos auxiliares y de la bomba de circulación de la planta de OI, en nuestro sistema existe otra demanda de energía eléctrica por parte de las bombas de alimentación de los dos ciclos Rankine orgánicos y de la bomba de circulación del aceite en el caso de la configuración HTF. Si se tienen en cuenta los anteriores, el consumo total estimado – al margen del correspondiente a la bomba de alta presión de la unidad de OI – en cada una de las configuraciones expuestas en las dos tablas es el expresado en la Tabla 1-3, en la que también figura la potencia eléctrica disponible suponiendo una eficiencia de la conversión a electricidad de 0.95. Como se observa, en todos los casos sería posible cubrir toda la demanda de electricidad del sistema mediante el ciclo Rankine orgánico de baja temperatura. Sin embargo, los datos de la Tabla 1-3 no contemplan las pérdidas de presión del fluido de trabajo en cada uno de los ciclos lo que haría crecer el valor de la potencia demandada. En ese sentido, el sistema con MM tendría más posibilidades de conformarse como un sistema aislado de la red que el sistema con tolueno. A su vez, la configuración HTF con el CCP IND300 también tendría más posibilidades que las restantes.

Tabla 1-3. Potencia demandada y potencia eléctrica disponible mediante el ciclo de baja temperatura en cada una de las configuraciones tratadas. Los valores entre paréntesis corresponden al intervalo $\eta_t = 0.60-0.75$.

Media temperatura con tolueno	GDV/ LS3	HTF /LS3 ($T_A - T_D = 100$ K)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70$ K)
Potencia demandada	35.6 kW	41.4 kW	37.2 kW	35.5 kW
Potencia disponible*	(35.7 – 43.4) kW	(36.7 – 45.0) kW	(41.0 – 50.2) kW	(54.4 – 66.6) kW
Media temperatura con MM	GDV/ LS3	HTF /LS3 ($T_A - T_D = 100$ K)	GDV/IND300	HTF/IND300 ($T_A - T_D = 70$ K)
Potencia demandada	37.6 kW	45.2 kW	38.8 kW	38.9 kW
Potencia disponible*	(55.9 – 68.2) kW	(55.7 – 68.1) kW	(56.7 – 69.3) kW	(64 – 78.3) kW

*supuesta una eficiencia de la conversión a electricidad del 0.95.

2 Evaluación económica

2.1 Tratamiento de costes

En nuestro caso, el coste del agua desalada refleja las contribuciones del coste de amortización y los costes de operación y mantenimiento. En este último concepto se incluye el coste de la energía consumida en el proceso y el resto de costes de operación y mantenimiento incluidos los costes de reposición de membranas. Para estimar el coste unitario del agua desalada se deben estimar los costes anteriores del sistema de OI durante toda su vida útil, debiendo estar dicha cantidad actualizada a un año base mediante la correspondiente tasa de actualización real o efectiva (r). Este parámetro refleja la variación del valor de una cantidad de dinero por el efecto de la tasa de interés nominal (i) y de la tasa de inflación (h), siendo la relación entre los tres parámetros la expresada mediante la ec. 2-1:

$$(1 + r) = \frac{(1 + i)}{(1 + h)}$$

ec. 2-1

En relación a los costes totales de amortización y de operación y mantenimiento, éstos se calcularán suponiendo un coste anual para cada uno de ellos. Los valores correspondientes de los costes totales se obtendrán mediante la suma de los costes anuales a lo largo de los k años de amortización en el primer caso y los n años de vida útil de la planta en el segundo, debiendo estar dichas sumas convenientemente actualizadas mediante una tasa de actualización real al año base o de referencia que se escoja. En nuestro caso, el año base será el primer año de producción de la planta. De acuerdo con

lo anterior, el coste total de operación y mantenimiento ($C_{O\&M}^{total}$) se expresa mediante la ec. 2-2:

$$C_{O\&M}^{total} = C_{O\&M}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}$$

ec. 2-2

y el coste total de amortización (C_{Amort}^{total}) se expresa mediante la ec. 2-3:

$$C_{Amort}^{total} = C_{Amort}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^k (1+r)^{-t}$$

ec. 2-3

Por otra parte, el coste total del agua desalada producida a lo largo de toda la vida útil de la planta ($C_{Producto}^{total}$) se puede expresar también de forma análoga a los dos costes anteriores:

$$C_{Producto}^{total} = C_{Producto}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}$$

ec. 2-4

Finalmente, el balance económico a lo largo de toda la vida útil de la planta supondrá igualar el coste total del producto a los costes totales que se han generado en dicho período de producción. Lo anterior se expresa formalmente mediante la ec. 2-5:

$$C_{Producto}^{total} = C_{Amort}^{total} + C_{O\&M}^{total}$$

ec. 2-5

Mediante la expresión anterior es posible calcular el coste unitario del agua desalada ($cu_{Producto}$) si se conoce la producción anual de la planta de OI ($Q_{Producto}^{anual}$) pues:

$$C_{Producto}^{total} = C_{Producto}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t} = cu_{Producto} \cdot Q_{Producto}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}$$

ec. 2-6

y mediante el balance expresado por la ec. 2-5 y con la ayuda de la ec. 2-2 y de la ec. 2-3 se obtiene que:

$$CU_{\text{Producto}} = \frac{C_{O\&M}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t} + C_{Amort}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^k (1+r)^{-t}}{Q_{\text{Producto}}^{anual} \cdot \sum_{t=1}^n (1+r)^{-t}} \left[\frac{\text{€}}{\text{m}^3} \right]$$

ec. 2-7

Por lo tanto, dado un valor de la tasa de actualización real o efectiva y la producción anual de la planta de OI, estimando los costes anuales de operación y mantenimiento y de amortización de la instalación será posible establecer el coste unitario del agua desalada.

Para la estimación del coste anual de amortización se supondrá que la amortización de la inversión necesaria (I) se realiza mediante una cuota constante, la cual se estima mediante la ec. 2-8 [Díaz-Caneja y Fariñas, 2004, p. 129]:

$$C_{Amort}^{anual} = I \cdot \frac{i \cdot (1+i)^k}{(1+i)^k - 1}$$

ec. 2-8

Por su parte, la estimación de la inversión necesaria en la planta de OI se realiza a partir de la inversión necesaria por cada $\text{m}^3/\text{día}$ instalado, al que se denominará coste específico de inversión (c_I), y de la capacidad de producción diaria de la planta ($Q_{\text{Producto}}^{\text{diaria}}$). De acuerdo con lo anterior, el coste anual de amortización queda expresado mediante la ec. 2-9:

$$C_{Amort}^{anual} = c_I \cdot Q_{\text{Producto}}^{\text{diaria}} \cdot \frac{i \cdot (1+i)^k}{(1+i)^k - 1}$$

ec. 2-9

En relación a los costes de operación y mantenimiento anuales, en este capítulo se separa dicho concepto en el coste de la energía necesaria para la realización del proceso de desalación ($C_{O\&M, \text{energía}}^{anual}$) y el resto de costes de operación y mantenimiento en el que también se englobará el coste derivado de la reposición de membranas ($C_{O\&M, \text{otros}}^{anual}$). El primero de éstos términos se estimará como el producto de la energía consumida anualmente para la realización del proceso (E^{anual}) y el coste unitario de dicha energía (cu_E). De acuerdo con todo lo anterior, el coste anual de operación y mantenimiento queda expresado mediante la ec. 2-10:

$$C_{O\&M}^{anual} = C_{O\&M, \text{energía}}^{anual} + C_{O\&M, \text{otros}}^{anual} = cu_E \cdot E^{anual} + C_{O\&M, \text{otros}}^{anual}$$

ec. 2-10

Con las tres últimas expresiones (ec. 2-8, ec. 2-9 y ec. 2-10) es posible aplicar la ec. 2-7 para estimar el coste unitario del agua desalada mediante OI.

En la siguiente sección se establecerán los valores representativos e intervalos de variación de los parámetros necesarios para fijar cada uno de los términos que participan en el tratamiento económico descrito.

2.2 Parámetros económicos de la planta desaladora

A partir de los resultados obtenidos en el capítulo 5 es posible establecer los siguientes valores de los parámetros del sistema de desalación por OI necesarios para la aplicación del tratamiento de costes descrito en la sección anterior. En este sentido se considera que dicho sistema de OI opera de forma continua con el correspondiente consumo de energía de respaldo convencional.

En primer lugar, la capacidad de producción en cada una de las configuraciones caracterizadas en la sección 3 del capítulo anterior se encuentra entre 1352 m³/día y 1361 m³/día por lo se fijará como valor representativo 1355 m³/día para el cálculo del coste unitario del agua desalada (cu_{Producto}). Se considerará una disponibilidad anual de la planta del 90% y una vida útil de 20 años.

Mediante un argumento similar al utilizado para fijar la capacidad de la planta, se considerará que el consumo específico del núcleo del proceso de OI se encuentra en los 6.48 MJ/m³ (1.8 kWh/m³) y que el consumo específico total del proceso de OI puede llegar a situarse en los 9 MJ/m³ (2.5 kWh/m³).

En cuanto al coste específico de inversión, Díaz-Caneja y Fariñas (2004, p. 129) lo establecen entre 668 €/ (m³·día⁻¹) – 875 €/ (m³·día⁻¹) para plantas de gran capacidad, datos congruentes con el intervalo de 700 €/ (m³·día⁻¹) – 900 €/ (m³·día⁻¹) dado por Izagirre Etxeberria (2004). Por su parte, Medina San Juan (2004, p. 297) establece el coste específico de inversión en plantas de agua de mar de capacidad inferior a los 5000 m³/día en torno a los 960 €/ (m³·día⁻¹) y en torno a los 660 €/ (m³·día⁻¹) para capacidades entre 25000 m³/día – 40000 m³/día. Junto a estas fuentes, los datos correspondientes a diferentes plantas de baja – media capacidad proyectadas en la isla de Tenerife arrojan un coste específico de 640 €/ (m³·día⁻¹) – 730 €/ (m³·día⁻¹) [Briones Barrera, Llarena García y Vera Machín, 2000][Clemente Bello y Meneses Alonso, 2001][Frugoni Mayor, 2004][Lemes de León, 2004]. Vistos los datos anteriores se considerará que el coste específico de inversión se encuentra entre 650 €/ (m³·día⁻¹) – 1000 €/ (m³·día⁻¹). Por otra parte, se considera un período de amortización de 10 años.

En cuanto al coste anual de operación y mantenimiento sin tener en cuenta el coste de la energía, se estima que éste se encuentra entre un 8% y un 11% del coste de inversión, tomándose un 10% como valor representativo.

Con los parámetros anteriores establecidos basta fijar el coste unitario de la energía consumida en el proceso de desalación para tener una estimación del coste del metro cúbico de agua desalada en función del origen de la energía primaria y de la tecnología usada para convertirla en energía utilizable por el proceso de desalación.

2.3 Coste de la energía producida en modo solar

Según los intervalos de producción anual solar por metro cuadrado de captador y los costes de inversión del sistema energético solar, es decir, el campo de captadores y todos los elementos del ciclo Rankine, almacenamiento térmico, caldera y resto de auxiliares, el coste unitario previsible de la energía térmica producida por el campo solar se sitúa entre 0.04 €/kWh – 0.07 €/kWh [García Rodríguez, 2004].

A partir de los valores del rendimiento térmico del ciclo Rankine obtenidos para las configuraciones del sistema de desalación mediante energía solar térmica establecidas en el capítulo anterior, el coste unitario de la energía mecánica producida en modo solar se muestra en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1. Coste unitario estimado de la energía mecánica producida solarmente (€/kWh) con cada una de las configuraciones dimensionadas supuesto un coste de la energía térmica entre 0.04 €/kWh – 0.07 €/kWh.

Configuración	Recuperación	Tolueno	D4	MM
GDV/LS-3	NO	0.17 – 0.30	0.25 – 0.44	0.26 – 0.46
	$\epsilon_{rec} = 0.8$	0.13 – 0.22	0.15 – 0.26	0.15 – 0.27
GDV/IND300	NO	0.17 – 0.30	0.25 – 0.44	0.26 – 0.46
	$\epsilon_{rec} = 0.8$	0.14 – 0.25	0.15 – 0.27	0.17 – 0.29
HTF/LS-3	NO	0.17 – 0.30	0.26 – 0.45	0.27 – 0.47
	$\epsilon_{rec} = 0.8$	0.13 – 0.23	0.15 – 0.26	0.16 – 0.28
HTF/IND300	NO	0.18 – 0.32	0.27 – 0.47	0.26 – 0.46
	$\epsilon_{rec} = 0.8$	0.15 – 0.26	0.16 – 0.28	0.17 – 0.29

2.4 Coste del agua desalada mediante el sistema de ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica y respaldo convencional

Con la estimación del coste unitario de la energía mecánica producida en modo solar ($cu_{E,solar}$) de la sección anterior es posible establecer el coste unitario del agua desalada producida en modo sólo solar. Si además se establece un coste unitario de la energía convencional ($cu_{E,convencional}$), entonces, mediante el tratamiento económico de costes descrito en la sección 2.1 es posible obtener los márgenes entre los que se moverá el coste unitario del agua desalada producida con un sistema como el prediseñado en la presente memoria. En la Figura 2-1 se ha representado dicho coste unitario ($cu_{Producto}$) en función del coste unitario de la energía consumida y el coste específico de inversión del sistema de OI para dos valores de la tasa de interés ($i = 3\%$ y 5%) y un consumo específico del proceso de OI de 2.25 kWh/m^3 . La Figura 2-2 es la análoga a la anterior pero para un consumo específico de 2.5 kWh/m^3 .

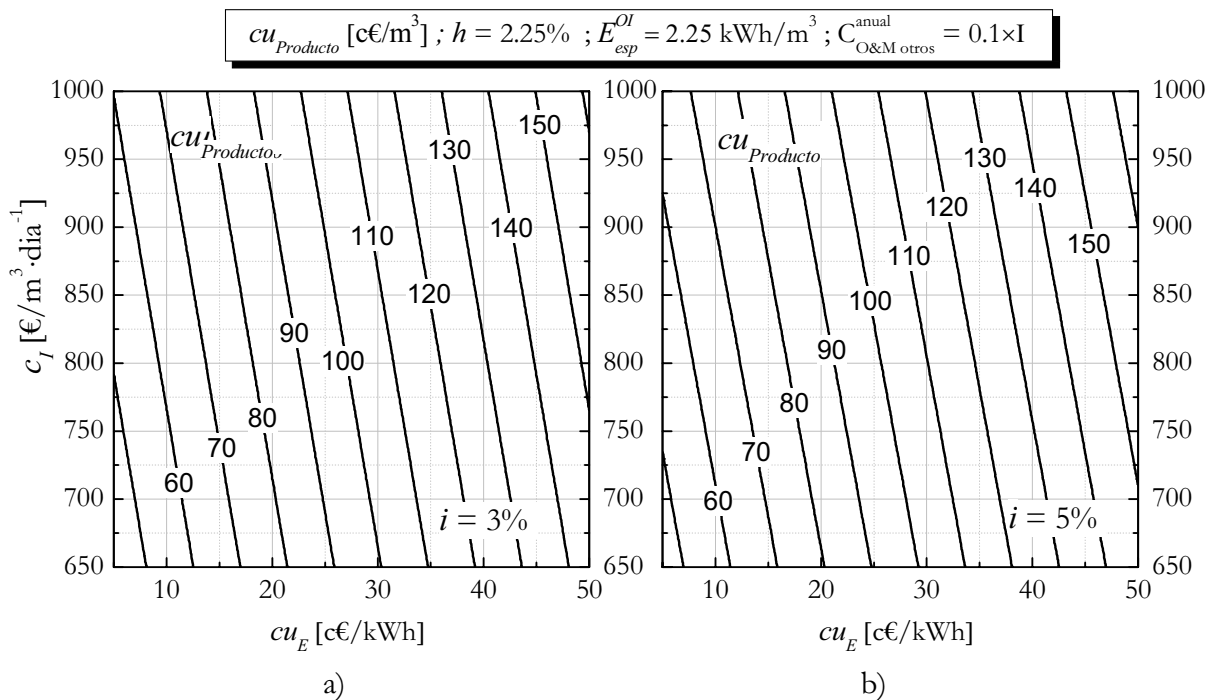


Figura 2-1. Coste unitario del agua desalada en función del coste unitario de la energía consumida y del coste específico de inversión para un consumo específico del proceso de ósmosis inversa de 2.25 kWh/m^3 y a) $i = 3\%$ y b) $i = 5\%$.

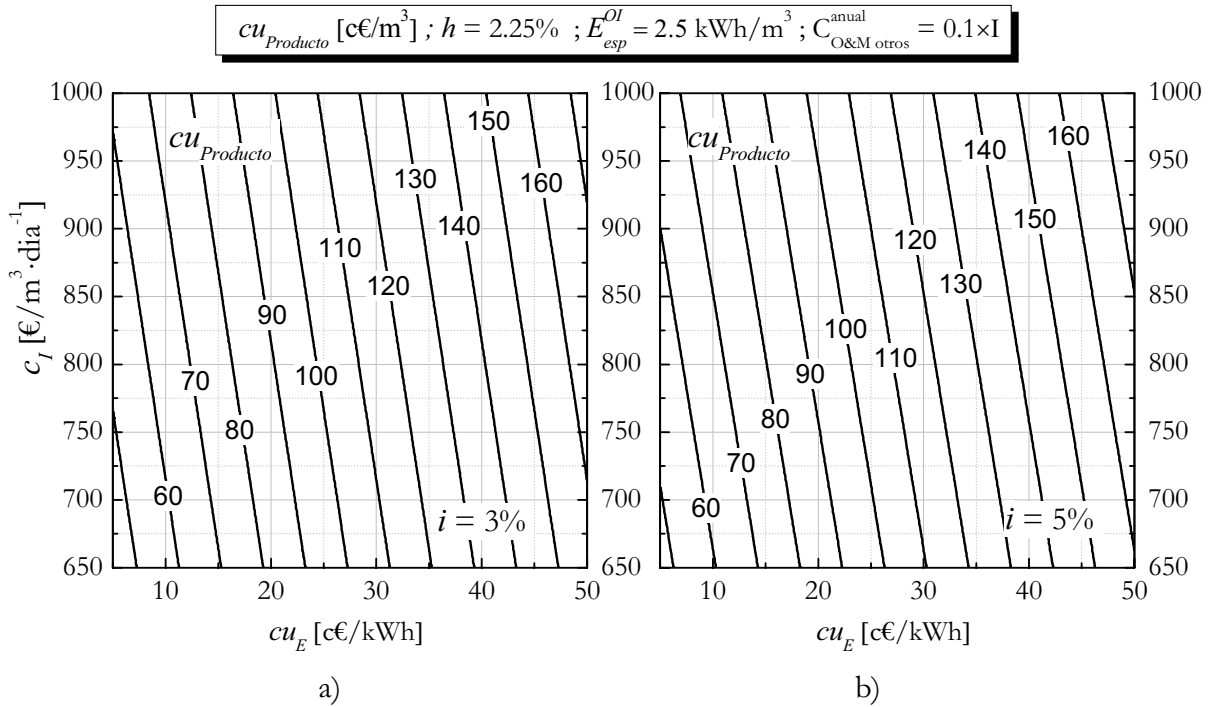


Figura 2-2. Coste unitario del agua desalada en función del coste unitario de la energía consumida y del coste específico de inversión para un consumo específico del proceso de ósmosis inversa de 2.5 kWh/m³ y a) $i = 3\%$ y b) $i = 5\%$.

Si además se conociese la fracción solar (f_{solar}) sería posible calcular el coste unitario medio de la energía mecánica consumida por el sistema de desalación en la configuración híbrida ($cu_{E,híbrida}$) pues:

$$cu_{E,híbrida} = f_{solar} \cdot cu_{E,solar} + (1 - f_{solar}) \cdot cu_{E,convencional}$$

ec. 2-11

Por comodidad para el lector, para un valor de la fracción solar entre 0.30 y 0.50 y un $cu_{E,solar}$ entre 0.10 €/kWh y 0.50 €/kWh – de acuerdo con los datos de la Tabla 2-1 –, en la Figura 2-3 se ha representado $cu_{E,híbrida}$ para unos valores del coste unitario de la energía convencional de 0.06 €/kWh y 0.08 €/kWh. Con la ayuda de esta figura y las dos anteriores es posible determinar el coste unitario del agua desalada en el modo híbrido conocida la fracción solar y el coste de la energía mecánica producida en modo solar.

En la Tabla 2-2 se dan los valores de $cu_{Producto}$ obtenidos de las gráficas anteriores para algunos valores del coste específico de inversión y del coste unitario de la energía mecánica obtenida solarmente.

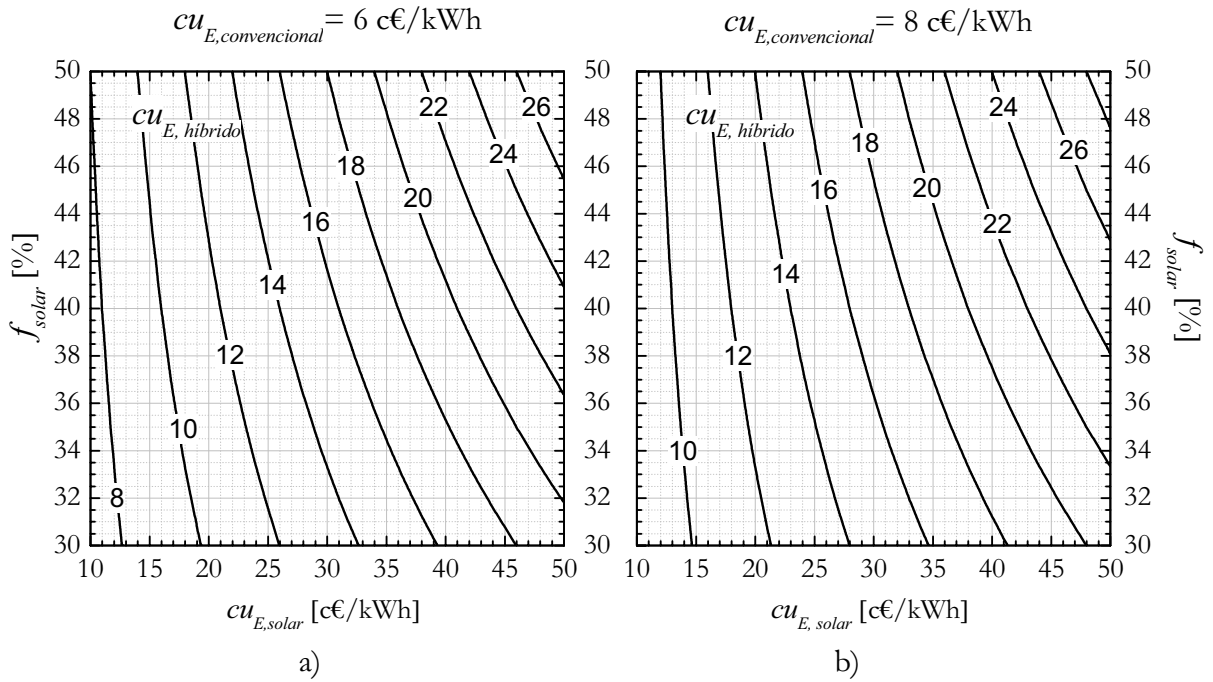


Figura 2-3. Coste unitario de la energía mecánica en modo híbrido en función del coste unitario de la energía mecánica obtenida solarmente y de la fracción solar para un coste unitario de la energía convencional de a) 6 c€/kWh y b) 8 c€/kWh.

Tabla 2-2. Coste unitario del agua desalada para diferentes valores del coste específico de inversión y coste unitario de la energía obtenida con el sistema solar térmico.

$h = 2.25\% ; i = 5\% ; E_{esp}^{OI} = 2.25 kWh / m^3 ; cu_{E,convencional} = 6 c\text{€} / kWh ; C_{O\&M,otros}^{anual} = 0.1 \times I$										
$cu_{E,solar}$		15 [c€/kWh]			30 [c€/kWh]			45 [c€/kWh]		
c_I [€/m ³ ·día ⁻¹]		700	800	900	700	800	900	700	800	900
$cu_{Producto}$ [c€/m ³]	$f_{solar} = 30\%$	56.5	61.8	67.1	66.6	71.9	77.2	76.8	82	87.3
	$f_{solar} = 40\%$	58.5	63.8	69.1	72	77.3	82.6	85.5	90.8	96.1
	$f_{solar} = 50\%$	60.6	65.8	71.1	77.4	82.7	88	94.3	99.6	104.9

3 Evaluación termodinámica comparativa con sistemas de destilación solar

En la Tabla 3-1 se presenta una evaluación termodinámica comparativa de los sistemas de desalación mediante ósmosis inversa propuestos frente a tres sistemas de destilación solar evaluados por Alarcón-Padilla y García-Rodríguez (2006). El primero de ellos es un sistema de destilación solar avanzado que consiste en el acoplamiento de una bomba de calor por absorción de doble efecto alimentada mediante captadores cilindro-parabólicos acoplada a una unidad de destilación multiefecto (CCP-BCADE-MED). Los

dos restantes sistemas considerados son sistemas de destilación solar convencionales que constan de una planta de destilación multiefecto conectada a un campo de captadores cilindro-parabólicos (CCP-MED) o de captadores de baja temperatura (CBT-MED). Se presentan los resultados obtenidos para el consumo de energía solar por unidad de agua desalada y el rendimiento energético del sistema solar de desalación. Los resultados muestran la gran diferencia existente entre los sistemas propuestos frente a los sistemas de desalación por destilación solar.

Tabla 3-1. Evaluación termodinámica comparativa del sistema de desalación por ósmosis inversa mediante energía solar térmica con algunos sistemas de destilación solar.

Sistema de desalación	Consumo energ. principal [kJ/kg] / Consumo exerg. principal [kJ/kg]	Sistema solar de desalación	Energía solar consumida por unidad de agua desalada ^(*) , [kJ/kg]	Rend. exergético del sistema solar de desalación ^(***)
OI	6.48/ 6.48	CCP (ciclo Rankine con tolueno) – OI	29.5 – 43.2	20.9% – 14.3%
OI	6.48/ 6.48	CCP (ciclo Rankine con MM) – OI	36.0 – 46.3	17.2% – 13.3%
BCADE – MED	108 (a 180°C)/42.25	CCP-BCADE – MED	142	4.3 %
MED	240 (a 70°C) 34.27	CCP – MED	315	2.0 %
MED	240 (a 70°C)/ 34.27	CBT – MED	545 – 1600 333 – 369 ^(**)	1.1% – 0.4% 1.8% – 1.7%

(*) Considerando la eficiencia del captador con una irradiancia solar de 850 W/m² en los dos primeros casos y 800 W/m² en los tres restantes
 (***) Exergía específica del agua desalada: 5.863 kJ/kg. No se incluye el consumo energético de los sistemas auxiliares.

4 Evaluación ambiental

Los sistemas por desalación de ósmosis inversa presentan mucho menor impacto ambiental que los procesos convencionales de destilación (evaporación súbita multietapa o destilación flas multietapa (MSF) y destilación multiefecto (MED)) de acuerdo con el Análisis de Ciclo de Vida (ACV) realizado por Raluy (2003) utilizando el software SimaPro 5.0. A modo de ejemplo, los resultados del ACV obtenidos mediante el método Eco-Indicador 99 indican que la puntuación total obtenida por el proceso de ósmosis inversa representa menos del 6% de la obtenida para el proceso MSF y menos del 7.2% de la obtenida para el proceso MED supuesto un modelo eléctrico europeo y que ambas tecnologías de destilación no son alimentadas mediante calor de proceso. Si los sistemas

MSF y MED se alimentasen con calor de proceso la diferencia de impacto ambiental respecto a la OI se reduce si bien ésta sigue siendo menos impactante que la MSF y que la MED, dependiendo del consumo específico de la OI en éste último caso. Como ejemplo, para el modelo eléctrico español consumos específicos de la OI inferiores a 3 kWh/m³ suponen menor impacto ambiental que el ocasionado con la tecnología MED alimentada con calor de proceso.

Por otra parte, el ACV muestra que en los sistemas de ósmosis inversa, la fase de operación es la responsable fundamental de los impactos ocasionados (más del 96% de la puntuación total obtenida corresponde a dicha fase). Por tanto, la sustitución total o parcial del consumo de energía fósil en la operación del sistema por un consumo de origen solar tiene un amplio potencial de reducción de los impactos ambientales del proceso de desalación. Esto se ejemplifica por parte de Raluy *et al.* (2006) determinando el impacto ambiental de la OI en función del modelo de sistema de producción eléctrica. En el caso del modelo noruego – con un 99% de la electricidad producida total de tipo hidroeléctrico –, la reducción del impacto ambiental respecto al modelo español se sitúa en el 92%.

Relativo al Análisis de Ciclo de Vida de la producción directa de vapor con captadores cilindro-parabólicos modelo LS3 puede consultarse Jiménez *et al.* (2005).

5 Conclusiones

El aprovechamiento de la energía térmica descargada por el ciclo de potencia solar con una temperatura de condensación elevada (115°C) mediante un ciclo Rankine orgánico para producción de electricidad con isopentano como fluido de trabajo posibilita que el sistema de desalación por ósmosis inversa con energía solar térmica pueda funcionar aislado de la red. En esta configuración, sólo la potencia mecánica cedida por el ciclo de media temperatura es destinada a la bomba de alta presión de la unidad de OI, consiguiéndose en torno a 75 l/h y 55 l/h de agua desalada por metro cuadrado de superficie de apertura del captador LS-3 con tolueno y MM como fluidos de trabajo respectivamente. Con el CCP IND300 es posible obtener en torno a 55 l/h en una configuración de generación directa de vapor y a 45 l/h en una configuración de fluido de transferencia de calor con tolueno. Éste último valor también se obtiene en una configuración de GDV con MM mientras que en una configuración HTF con este mismo fluido se obtendrían en torno a 40 l/h de agua desalada por metro cuadrado de superficie de apertura. Todos los valores anteriores corresponden a una irradiancia sola directa de 850 W/m².

Para un coste específico de inversión entre 700 €/m³·día⁻¹ y 900 €/m³·día⁻¹ y una fracción solar entre 0.30 y 0.50, la evaluación económica del sistema arroja un coste unitario del agua desalada entre 0.55 €/m³ – 0.72 €/m³, 0.65 €/m³ – 0.90 €/m³ y 0.75 €/m³ – 1.05 €/m³ si el coste de la energía mecánica obtenida en modo solar se sitúa en los 15 c€/kWh, 30 c€/kWh y 45 c€/kWh respectivamente, el consumo específico del proceso de ósmosis inversa en 2.25 kWh/m³ y la tasa de interés en el 5%.

Frente a un sistema de destilación solar, con el sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado con energía solar térmica es necesaria una menor cantidad de energía solar por unidad masa de agua desalada. En comparación con un sistema de destilación solar avanzado con bomba de calor por absorción de doble efecto, la reducción en la energía solar necesaria por unidad de masa de agua desalada se sitúa en torno al 70%.

Por último, a partir de los resultados del Análisis de Ciclo de Vida de los procesos de desalación se deriva un amplio potencial de reducción de los impactos ambientales del proceso de ósmosis inversa si parte del aporte energético al proceso de desalación se realiza mediante energía solar.

6 Referencias

- ALARCÓN PADILLA, D. C.; L. GARCÍA RODRÍGUEZ. Application of absorption heat pumps to multi-effect distillation: a case study of solar desalination. *Desalination*. 2006. Aceptado.
- BRIONES BARRERA, C; M. E. LLARENA GARCÍA; I. VERA MACHÍN. “Instalación desaladora de agua de mar (I.D.A.M.) para los T.T.M.M. de Guía de Isora y Santiago del Teide”. Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Química y Tecnología Farmacéutica. Universidad de La Laguna. Diciembre de 2000.
- CLEMENTE BELLO, C. N; P. R. MENESES ALONSO. “Desaladora de agua de mar por ósmosis inversa en la isla baja”. Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Química y Tecnología Farmacéutica. Universidad de La Laguna. Diciembre de 2001.
- DÍAZ CANEJA, J.; M. FARIÑAS. Cost estimation briefing for large seawater reverse osmosis facilities in Spain. International Conference on desalination costing. Lemesos (Chipre), 6 – 8 de diciembre de 2004. p. 121 – 140.
- FRUGONI MAYOR, A. “Instalación desaladora de baja capacidad reubicable”. Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Química y Tecnología Farmacéutica. Universidad de La Laguna. Enero de 2004.
- GARCÍA RODRÍGUEZ, L. Informe interno. Proyecto SOLARDESAL. 2004.

- IZAGIRRE ETXEBERRÍA, J. K. Técnicas de desalación, costes de construcción y explotación. IV Congreso Ibérico sobre Gestión y Planificación del Agua. Tarragona (España), 8 – 12 diciembre de 2004.
- JIMÉNEZ, N.; L. GARCÍA; C. GÓMEZ. Análisis de ciclo de vida de la generación solar de vapor de agua. En: Análisis de ciclo de vida: aspectos metodológicos y casos prácticos. 2005. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia. p. 123-129. ISBN: 84-9705-852-6.
- PreConsultants (2001). SimaPro Manual. The Netherlands
- LEMES DE LEÓN, R. “Planta desaladora compacta por ósmosis inversa de 600 m³/día. Complejo Hotelero La Jaquita”. Proyecto Fin de Carrera. Departamento de Ingeniería Química y Tecnología Farmacéutica. Universidad de La Laguna. Noviembre de 2004.
- MEDINA SAN JUAN, J. A. 20 years evolution of desalination costs in Spain. International Conference on desalination costing. Lemesos (Chipre), 6 – 8 de diciembre de 2004. p. 294 – 300.
- PRABHU, E. Solar Trough Organic Rankine Electricity System (STORES). Stage 1: Power Plant Optimization and Economics. Disponible en <www.osti.gov/bridge>. [Última consulta: mayo de 2006].
- RALUY, R. G. “Análisis del Ciclo de Vida de procesos comerciales de producción de agua”. Proyecto fin de carrera. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. 2003.
- RALUY, G.; L. SERRA; J. UCHE. Life cycle assessment of MSF, MED and RO desalination technologies. *Energy*. 2006, vol. 31, p. 2025–2036.
- WILF, M. Fundamentals of RO-NF technology. International Conference on desalination costing. Lemesos (Chipre), 6 – 8 de diciembre de 2004. p. 18 – 31.

Departamento de Física Fundamental y
Experimental, Electrónica y Sistemas
Universidad de La Laguna

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Memoria para optar al grado de Doctor

Título: Diseño preliminar de un sistema de desalación por ósmosis inversa
mediante energía solar térmica

Autor: Agustín M. Delgado Torres

Directora: Dr. Lourdes García Rodríguez

La Laguna, diciembre de 2006

Conclusiones y recomendaciones

Los resultados expuestos en la presente memoria en relación al diseño preliminar y análisis de un sistema de desalación por ósmosis inversa alimentado mediante energía solar térmica pueden condensarse en once conclusiones. La primera hace alusión a la revisión bibliográfica realizada sobre la aplicación de tecnologías solares térmicas al bombeo de agua y a la desalación por ósmosis inversa. Las cinco siguientes son relativas a los resultados del análisis del ciclo Rankine solar con fluidos orgánicos mientras que la séptima y octava hacen referencia al acoplamiento de dicho ciclo con la unidad de desalación por ósmosis inversa. La conclusión novena trata también sobre el acoplamiento pero con la posibilidad de una configuración de ciclos en cascada y la décima versa sobre el ciclo de potencia solar de baja temperatura. Por último, la conclusión undécima hace alusión a la evaluación económica y ambiental del sistema prediseñado y a su comparación con otros sistemas de desalación solar.

Primera. A diferencia de lo que ocurre con la energía solar fotovoltaica y la energía eólica, las experiencias prácticas de acoplamiento entre sistemas de desalación por ósmosis inversa y tecnologías solares térmicas son muy escasas, siendo posible citar únicamente dos implementaciones de un mismo diseño. También son escasos en la literatura especializada los análisis teóricos y preliminares de la combinación anterior. Por su parte, los sistemas de bombeo de agua mediante energía solar térmica localizados en la literatura pueden agruparse en sistemas convencionales y no convencionales. En general, los primeros basan su funcionamiento en un ciclo Rankine, típicamente con un fluido orgánico. Los segundos se caracterizan por su simplicidad, lo que compensa su bajo rendimiento sobre todo para su uso en países en vías de desarrollo.

Segunda. Dentro de las condiciones de operación y para los fluidos de trabajo del ciclo Rankine orgánico analizados, el proceso de sobrecalentamiento del vapor no supone un incremento del rendimiento térmico del ciclo. Para que la situación anterior se invierta es necesario acompañar el proceso de sobrecalentamiento con un proceso de recuperación de calor realizado con un recuperador cuya eficiencia se encuentre por encima de un determinado valor. Este valor depende del fluido de trabajo y de las condiciones de operación del ciclo.

Tercera. En el caso de las tecnologías solares de media temperatura (captadores cilindro-parabólicos), el tolueno es el fluido orgánico que proporciona mayores valores de rendimiento del ciclo de potencia solar. Muy próximo a éste se encuentra el benceno, cuya elevada toxicidad lo convierte en una opción desaconsejable. Por su parte, la utilización de siloxanos como fluidos de trabajo del ciclo Rankine solar es una opción prometedora por

su aceptable estabilidad térmica, por las características – en proceso de confirmación experimental – de fluido de Bethe-Zel'dovich-Thompson que exhiben algunos de ellos y por su menor toxicidad.

Cuarta. El proceso de sobrecalentamiento del vapor en el ciclo de potencia solar supone un comportamiento cualitativo del rendimiento del mismo similar al rendimiento térmico del ciclo Rankine orgánico. Para una potencia dada del ciclo de potencia solar, el efecto del proceso de sobrecalentamiento sobre el rendimiento del ciclo regenerativo no es importante. Sin embargo, su efecto sobre otros parámetros como el caudal másico de fluido de trabajo sí es importante tanto en una configuración de generación directa de vapor como de fluido de transferencia de calor. En este último caso, también es importante su influencia sobre el caudal másico de aceite térmico. Frente al proceso de sobrecalentamiento, el efecto del proceso de recuperación de calor tiene una importancia mayor sobre el rendimiento del ciclo de potencia solar.

Quinta. Mediante un ciclo Rankine orgánico solar regenerativo de baja potencia (100 kW) con una temperatura de condensación de 35°C, una eficiencia del recuperador de 0.8 y una irradiancia solar directa de 850 W/m²:

- Es posible alcanzar rendimientos en torno al 22% con tolueno y en torno al 18% - 19% con D4 y MM como fluidos de trabajo si el sistema solar térmico está compuesto por el modelo de captador cilindro-parabólico LS-3 en una configuración de generación directa de vapor. En ese caso la superficie de apertura necesaria se encuentra ligeramente por encima de los 500 m² en el caso del tolueno y entre 600 m² – 625 m² en el caso del D4 y el MM. En una configuración de fluido de transferencia de calor el rendimiento alcanzable se sitúa entre un 6% y un 8% por debajo de los valores anteriores. Se recomienda, en ambas configuraciones, considerar la etapa de sobrecalentamiento con el primer objetivo de adaptar el caudal másico de fluido de trabajo y/o de fluido de transferencia de calor del ciclo a unas condiciones óptimas y como objetivo secundario la mejora del rendimiento del ciclo.
- Es posible alcanzar rendimientos en torno al 17% con tolueno y en torno al 15% - 16% con D4 y MM como fluidos de trabajo si el sistema solar térmico está compuesto por el modelo de captador cilindro-parabólico IND300 en una configuración de generación directa de vapor. En ese caso la superficie de apertura necesaria se encuentra en torno a 660 m² en el caso del tolueno y entre 730 m² – 760 m² en el caso del D4 y el MM. En una configuración de fluido de transferencia de calor el rendimiento alcanzable se sitúa entre un 7.5% – 8% por debajo de los valores anteriores.

- Se recomienda la optimización de la temperatura de condensación del ciclo y de la eficiencia del recuperador si la energía térmica descargada por el ciclo va a ser aprovechada posteriormente para otra aplicación. Dicha optimización debe realizarse respecto a la operación del sistema global.
- Independientemente del fluido de trabajo, la configuración con generación directa de vapor siempre proporciona un rendimiento mayor que la configuración con fluido de transferencia de calor. Asimismo, dentro de cada configuración el rendimiento obtenido con LS-3 siempre es superior al obtenido con el IND300.

Sexta. Si se optase por un ciclo Rankine orgánico solar no regenerativo de baja potencia (100 kW) con una temperatura de condensación de 35°C, para una irradiancia solar directa de 850 W/m² se tiene que:

- Independientemente de la configuración y del modelo de captador, el tolueno da lugar a rendimientos considerablemente mayores que si se utiliza D4 o MM, encontrándose dicho valor entre el 15% y el 17%.
- Para el D4 y el MM el rendimiento se encuentra, en cualquiera caso, entre el 9% y el 11.5%. En este caso, independientemente del modelo de captador y de si el fluido es D4 o MM, la configuración con generación directa de vapor es superior a la de fluido de transferencia de calor. Sin embargo, la diferencia de rendimientos entre la configuración de fluido de transferencia de calor con el captador LS-3 y la configuración de generación directa de vapor con el captador IND330 es casi despreciable en el caso del D4 y favorable a la segunda de ellas si se utiliza MM.

Séptima. Los rendimientos alcanzados con el ciclo de potencia solar de media temperatura hacen posible obtener, para una temperatura de condensación en el ciclo de 35°C y una irradiancia solar de 850 W/m²:

- Por cada metro cuadrado de superficie de apertura del captador cilindro-parabólico LS3 en torno a 83 l/h con tolueno y en torno a 54 l/h - 56 l/h con D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo sin regeneración. Los valores anteriores crecen hasta unos 109 l/h con tolueno y unos 88 l/h – 94 l/h con D4 y MM si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8.
- Por cada metro cuadrado de superficie de apertura del captador cilindro-parabólico IND300 en torno a 63 l/h – 73 l/h con tolueno y en torno a 45 l/h – 51 l/h con D4 y MM como fluidos de trabajo del ciclo sin regeneración. Los valores anteriores crecen hasta unos 78 l/h – 85 l/h con tolueno y unos 70 l/h – 76 l/h con D4 y MM si en el ciclo se incorpora un proceso de recuperación con una eficiencia del 0.8.

Octava. El precalentamiento del agua de mar de alimentación a cargo de la energía térmica cedida por el ciclo de potencia solar supone un incremento de la producción de la unidad de ósmosis inversa inferior al 1% respecto al caso sin precalentamiento. Además, el aumento del nivel de precalentamiento de la alimentación a cambio de aumentar la temperatura de condensación en el ciclo no compensa la consiguiente reducción del rendimiento del ciclo, decreciendo la cantidad de agua desalada por unidad de superficie de apertura del campo solar. Se recomienda, por tanto, que un sistema como el prediseñado opere a la menor temperatura de condensación posible con el objetivo de maximizar la cantidad de agua desalada producida por unidad de área de captación del sistema solar.

Novena. En la configuración del ciclo Rankine orgánico en cascada doble (ciclo Rankine binario), si se dimensiona el ciclo superior para proporcionar el consumo energético principal del sistema de ósmosis inversa, el ciclo inferior es capaz de suministrar el consumo eléctrico auxiliar. Por lo tanto, desde ese punto de vista podría ser un sistema adecuado para su operación aislada de la red. Para una temperatura de condensación en el ciclo de baja temperatura de 35°C e isopentano como fluido de trabajo:

- Es posible obtener en torno a 75 l/h y 55 l/h de agua desalada por metro cuadrado de superficie de apertura del captador LS-3 con tolueno y MM respectivamente como fluidos de trabajo del ciclo de media temperatura.
- Es posible obtener, por metro cuadrado de superficie de apertura del captador IND300, en torno a 55 l/h de agua desalada en una configuración de generación directa de vapor con tolueno y en torno a 45 l/h en una configuración de fluido de transferencia de calor con tolueno y de generación directa de vapor con MM. Con este último fluido se obtendrían en torno a 40 l/h por metro cuadrado de superficie de apertura en una configuración de fluido de transferencia de calor.

Décima. Si el consumo energético correspondiente al bombeo a alta presión de la ósmosis inversa de agua de mar fuese cubierto con un ciclo Rankine orgánico alimentado con tecnologías solares térmicas de baja temperatura (captadores planos, parabólicos compuestos o de tubo de vacío) el rendimiento de la conversión energía solar – energía mecánica se situaría entre el 5% y el 10%. Por tanto, la opción de baja temperatura no es recomendable frente a la de media temperatura desde una perspectiva puramente termodinámica. Sin embargo, dependiendo de las características socioeconómicas y geográficas del emplazamiento del sistema ésta podría resultar apropiada.

Decimoprimer. Los resultados de la evaluación preliminar termodinámica, económica y de impactos ambientales realizada indica unas buenas perspectivas del sistema prediseñado para competir con otros sistemas solares de desalación. En particular, para los sistemas propuestos utilizando tolueno o MM como fluido de trabajo se obtiene un consumo de energía solar entre 29 kJ y 46 kJ por cada kg de agua desalada, mientras que en los sistemas de destilación solar convencionales más eficientes el consumo es algo superior a 300 kJ/kg y para sistemas de destilación solar avanzada es algo inferior a 150 kJ/kg. Por otra parte, considerando la existencia de respaldo energético convencional en los sistemas propuestos, la estimación de costes del producto para un coste específico de inversión del sistema de ósmosis inversa entre 700 €/m³·día⁻¹ y 900 €/m³·día⁻¹ y una fracción solar entre 0.30 y 0.50 arroja un coste unitario del agua desalada entre 0.55 €/m³ – 0.72 €/m³, 0.65 €/m³ – 0.90 €/m³ y 0.75 €/m³ – 1.05 €/m³ si el coste de la energía mecánica obtenida en modo solar se sitúa en los 15 c€/kWh, 30 c€/kWh y 45 c€/kWh respectivamente.