



## MODELADO Y ANÁLISIS DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO DESTINADO A LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN UN PROCESO INDUSTRIAL

Sangoi, Emmanuel <sup>a</sup>; Clementi, Luis A. <sup>a,b</sup>; Vega, Jorge R. <sup>a,b</sup>

a. Centro de Investigación y Desarrollo en Ingeniería Eléctrica y Sistemas Energéticos (CIESE - UTN FRSF).

b. Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química (INTEC, CONICET-UNL)

esangoi@frsf.utn.edu.ar

### **Resumen**

Los ciclos Rankine orgánicos constituyen actualmente una de las tecnologías más usadas para el aprovechamiento de calores con limitada capacidad térmica y con temperaturas bajas o medias. En este trabajo se describe un modelo numérico simplificado que permite simular el funcionamiento estacionario de un generador eléctrico basado en estos ciclos termodinámicos. Se considera particularmente un ciclo subcrítico, con o sin recuperador de calor, lo cual abarca a la gran mayoría de las aplicaciones. Este modelo permite valorar la potencialidad de diversas fuentes térmicas (en el ámbito industrial o en otros) y también posibilita el estudio de aspectos inherentes al diseño, control y optimización del ciclo termodinámico para alguna aplicación específica. Los modelos se simulaban numéricamente. Se caracterizó el funcionamiento de los generadores y la influencia de las condiciones operativas del ciclo, el fluido de trabajo empleado y las características de la fuente caliente. Como casos de estudio se analizó una posible aplicación en una planta del complejo petroquímico Puerto General San Martín (Santa Fe, Argentina). Como resultado de tal aplicación, se muestra que utilizando parte de la energía actualmente liberada al medio a través de condensadores es posible obtener ~200 kW de potencia eléctrica para inyectar en la red de la planta.

### **Abstract**

Organic Rankine cycles are currently one of the most used technologies to take advantage of residual heat, with limited thermal capacity and with low/medium temperatures. In this work, a simplified model is described for the stationary operation of an electric generator based on these thermodynamic cycles. Particularly, a subcritical cycle (with or without heat recovery) is modeling, which covers the vast majority of applications. This model allows the assessment of the potential of several thermal sources and enables the study of design, control, and optimization of these thermodynamic cycles for a specific application. The models were simulated numerically. The operation of the generators, the influence of the operating conditions, the impact of the used working fluid, and the characteristics of the hot source were considered. Then, a specific application in a plant of the Puerto General San Martín petrochemical industrial complex (Santa Fe, Argentina) was analyzed. As a result, it is shown that using part of the residual energy currently released in condensers it is possible to obtain ~ 200 kW of electrical power to supply the plant grid.

**Palabras clave:** Ciclo Rankine Orgánico, Calor Residual en Industrias, Modelo Estacionario, Energía Eléctrica.



## INTRODUCCIÓN

Una gran parte de la energía usada en el mundo se pierde como calor debido a la ineficiencia de los procesos de conversión entre un tipo de energía y otro. Esa energía suele caracterizarse por su baja calidad térmica, con temperaturas que en general son menores a  $\sim 230$  °C [1]. A estos calores se los conoce como “calores residuales” y suelen estar presentes en muchos procesos industriales. Actualmente existen varias formas de recuperar calores de baja temperatura. No obstante, para lograr potencias importantes resulta conveniente recurrir a los ciclos termodinámicos especiales, como los ciclos Rankine orgánicos (ORC – *Organic Rankine Cycles*). Los ORC son una de las tecnologías más usadas actualmente para el aprovechamiento de calores con limitada capacidad térmica y con temperaturas bajas o medias [2], [3]. Los ORC funcionan de forma muy similar a un ciclo Rankine de vapor clásico. No obstante, el empleo de un fluido de trabajo orgánico les confiere ventajas importantes para este tipo de aplicaciones. En el plano académico/industrial, los trabajos de investigación relacionado al estudio de estos ciclos han crecido exponencialmente durante los últimos años [4].

Las ventajas de los ORC para aprovechar calores de baja calidad son su rendimiento alto con relación a otras tecnologías, su sencillez, bajo mantenimiento y costo operativo, presentan facilidad para el control automático y poseen aplicabilidad en generación distribuida y cogeneración. El campo de aplicación de los ORC es amplio e incluye desde la generación distribuida renovable con biomasa, radiación solar, energía geotérmica y energía marina hasta la cogeneración y trigeneración en distintos sistemas industriales, comerciales e incluso residenciales [5]. En la bibliografía se reporta el uso de ORC con fuentes de calor de distinta naturaleza y con temperaturas comprendidas generalmente entre 30 °C y 450 °C; las potencias eléctricas netas resultantes están entre unos pocos W y  $\sim 7$  MW [6].

Existen muchas configuraciones o arquitecturas posibles para un ORC, pero comercialmente se emplean unas pocas. Los ciclos subcríticos suelen ser los más empleados en general. La alternativa de incluir un recuperador de calor en el

ciclo logra aumentar el rendimiento, pero debe ser cuidadosamente evaluada porque, más allá de sus ventajas, puede generar caídas de presión adicionales, requiere de grandes áreas de intercambio calórico y supone un aumento en los costos de equipamiento [6]. En cualquiera de los casos, el fluido de trabajo (también llamado “refrigerante”) es uno de los elementos más críticos y determinantes en el desempeño de los ORC [2]. Si bien existen más de 50 fluidos orgánicos aptos para este uso, se sabe que no existe un fluido que resulte ideal para cualquier ORC. La elección adecuada del fluido depende del tipo de aplicación, la escala de potencia que se trate, las características de la fuente caliente, la disponibilidad comercial del fluido y el impacto ambiental del mismo [3].

La potencia obtenida con el ORC no siempre se transforma en potencia eléctrica; en algunas aplicaciones también se emplea como potencia mecánica. En [5] se dan más detalles sobre aplicaciones en distintos aprovechamientos y el grado de madurez de cada tecnología. Una aplicación de particular interés para el sector industrial refiere a su empleo en aprovechamiento de calores residuales, es decir, calores de procesos que normalmente se liberan al medio. Las razones no solo incluyen cuestiones de eficiencia energética sino también cuestiones de impacto ambiental. Dependiendo del caso, la potencia que puede obtenerse con estos calores residuales puede ser significativa y representa un importante nicho de investigación industrial. A modo de ejemplo, el potencial aprovechamiento de calores residuales en el sector industrial puede llegar a ser de 750 MW en EEUU, 500 MW en Alemania y de 3000 MW en toda Europa [7]. En la industria en general existen múltiples fuentes de calor residual con potencial explotable [8], pero hay determinados rubros en donde el potencial resulta mayor. Una de las industrias con mayor potencial es la industria del cemento, por ejemplo, en donde un 40 % de calor se desaprovecha liberándolo al medio ambiente [9].

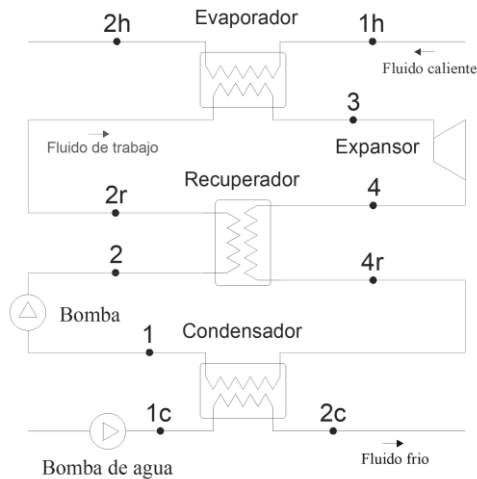
En este trabajo se presenta el modelo para un generador basado en un ORC. Contar con esta herramienta permite evaluar el potencial de recursos térmicos residuales para producir energía, analizar el funcionamiento del ORC en distintas condiciones operativas, realizar

propuestas de diseño para alguna aplicación en particular, optimizar su desempeño, etc.

## DESARROLLO

### Modelo del ORC subcrítico con recuperador

En la Figura 1 se muestra el esquema de un ORC clásico con recuperador de calor.



**Figura 1: Arquitectura de un ORC con recuperador**

Para modelar este ciclo termodinámico se usaron ecuaciones clásicas de termodinámica. El modelo considera las siguientes hipótesis simplificativas: i) las caídas de presión y las pérdidas de temperatura en cañerías y elementos auxiliares del ciclo son despreciables; ii) los intercambiadores de calor operan a presión constante; iii) tanto el expansor como la bomba operan adiabáticamente; iv) las variaciones en la energía potencial y cinética del fluido son despreciables en el ciclo; v) el fluido que sale del expansor está en estado de vapor. Por otro lado, el modelo requiere conocer las variables termofísicas para distintos fluidos en los múltiples puntos del ciclo. Estas variables se calcularon mediante sus correspondientes ecuaciones de estado. Para ello, se empleó la librería Coolprop [10], que permite hallar una variable termofísica cualquiera de un determinado fluido en función de otras dos variables conocidas.

En consideración de la Figura 1, el balance térmico en el evaporador queda expresado con las ecuaciones (1) y (2).

$$G_r(h_{3a} - h_{2r}) = G_h(h_{3h} - h_{2h}) \eta_{E^*} \quad (1)$$

$$G_r(h_3 - h_{3a}) = G_h(h_{1h} - h_{3h}) \eta_{E^*} \quad (2)$$

donde  $h_i$  es la entalpía específica de los distintos puntos  $i$  marcados en la Figura 1,  $G_r$  es el flujo másico del fluido de trabajo,  $G_h$  es el flujo másico del fluido caliente y  $\eta_{E^*}$  es el rendimiento térmico del evaporador. El calor extraído por el fluido de trabajo en el evaporador y el calor cedido por el mismo en el condensador se calculan con las ecuaciones (3) y (4), respectivamente.

$$QT_{in} = G_r (h_3 - h_{2r}) \quad (3)$$

$$QT_{sal} = G_r (h_{4r} - h_1) \quad (4)$$

Para calcular los estados de los puntos 2 y 4 se consideraron los rendimientos isoentrópicos de la bomba y del expansor. La entalpía para el fluido que sale de la bomba se calcula con la ecuación (5), mientras que la entalpía del fluido que sale del expansor se calcula con la ecuación (6).

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iB}} + h_1 \quad (5)$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{iT} (h_3 - h_{4s}) \quad (6)$$

donde  $h_{2s}$  y  $h_{4s}$  representan la entalpía del punto 2 y 4 para un proceso de compresión isoentrópico (con  $s_2 = s_1$  y  $s_4 = s_3$  respectivamente);  $\eta_{iB}$  y  $\eta_{iT}$  son los rendimientos isoentrópicos de la bomba y del expansor respectivamente. En caso de existir un recuperador en el ciclo, el balance térmico en dicho elemento se expresa con la ecuación (7).

$$h_{2r} - h_2 = \eta_R (h_4 - h_{4r}) \quad (7)$$

donde  $\eta_R$  es el rendimiento térmico del recuperador. Notar que si se considera  $\eta_R = 0$ , el intercambio de calor en el recuperador es nulo, lo cual es igual a considerar la ausencia del recuperador en el ciclo. La entalpía  $h_{4r}$  se calcula considerando que el vapor recalentado cede calor hasta llegar a la temperatura del punto 4r. En el recuperador, el fluido caliente se encuentra en estado de vapor recalentado, mientras que el

fluido frío se encuentra en estado de líquido subenfriado. En este equipo, se asume que ninguno de los fluidos cambia de fase durante el intercambio calórico y que sus presiones se mantienen constantes. Luego, la temperatura del punto 4r se calcula con la ecuación (8).

$$T_{4r} = T_2 + \Delta T_{pR} \quad (8)$$

donde  $\Delta T_{pR}$  es la diferencia de temperatura entre los fluidos fríos y calientes a la entrada del recuperador (en el sentido del fluido de trabajo). Este parámetro posee un valor mínimo que depende de la transferencia de calor y de las características constructivas del equipo, de modo que si se considera este mínimo la transferencia de calor en el intercambiador es la máxima posible. Por otro lado, el balance térmico en el condensador está dado por las ecuaciones (9) y (10).

$$G_r(h_{1a} - h_1) \eta_{C^*} = G_{C^*} (h_{3c} - h_{1c}) \quad (9)$$

$$G_r(h_{4r} - h_{1a}) \eta_{C^*} = G_{C^*} (h_{2c} - h_{3c}) \quad (10)$$

donde  $\eta_{C^*}$  es el rendimiento térmico del condensador y  $G_{C^*}$  es el flujo de fluido frío (agua) requerido para extraer el calor del ciclo en el condensador. La presión de evaporación ( $p_{evap}$ ) y de condensación ( $p_{cond}$ ) en el ciclo se calculan con las ecuaciones de estado correspondiente al fluido de trabajo a la temperatura de evaporación ( $T_{evap}$ ) y de condensación ( $T_{cond}$ ).

Las variables termodinámicas del fluido de trabajo en los distintos puntos del ciclo (entalpía específica, entropía específica, título de vapor, presión, temperatura, etc.) se determinaron con Coolprop. De igual forma, esta herramienta permitió determinar las variables correspondientes al fluido caliente en el evaporador y al fluido frío en el condensador. Luego, la potencia mecánica neta del ciclo se determina con la ecuación (11), el rendimiento térmico del ciclo con la ecuación (12) y la relación de trabajo para el ciclo (BWR - *Back Work Ratio*) se calcula con la ecuación (13). La potencia eléctrica útil obtenida con el generador ORC está dada por la ecuación (14) y resulta de restar el consumo eléctrico de la bomba a la potencia

producida por el generador eléctrico acoplado al expansor del ciclo.

$$W_{net} = G_r (h_3 - h_4) - G_r (h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_{2r})} \quad (12)$$

$$BWR = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_3 - h_4)} \quad (13)$$

$$P_e = \eta_{eG} G_r (h_3 - h_4) - \eta_{eB} G_r (h_2 - h_1) \quad (14)$$

donde  $\eta_{eG}$  y  $\eta_{eB}$  son los rendimientos del generador eléctrico acoplado al expansor y del motor eléctrico que acciona a la bomba. Dependiendo de la aplicación, el consumo de los equipos auxiliares (bombeo del fluido caliente y del fluido frío, ventiladores auxiliares, etc.) puede considerarse o no para calcular la potencia neta obtenida por el ciclo y su rendimiento. En este modelo, se considera como único consumo auxiliar a la potencia requerida para bombear agua en el condensador, pero el mismo se considera independiente de la potencia neta generada.

Si bien en el trabajo no se muestran todas las ecuaciones, el modelo resumido hasta aquí posee 36 ecuaciones y 40 variables incógnitas. Para dar consistencia al modelo, se usaron dos enfoques distintos en consideración de la diferencia de temperaturas en el *pinch point* del evaporador y del condensador ( $\Delta T_{pE^*}$  y  $\Delta T_{pC^*}$ , respectivamente). Ambas estrategias consisten en hacer manipulables a dos de las variables incógnitas y en función de ello agregar otras dos ecuaciones al modelo. Cada enfoque permite hacer evaluaciones distintas según la necesidad del estudio. En el enfoque 1, las variables  $\Delta T_{pE^*}$  y  $\Delta T_{pC^*}$  son manipulables y con un valor fijo. Luego, las variables  $G_r$  y  $G_{C^*}$  resultan variables incógnitas. Por el contrario, en el enfoque 2, las variables  $G_r$  y  $G_{C^*}$  son manipulables y las variables  $\Delta T_{pE^*}$  y  $\Delta T_{pC^*}$  son incógnitas. En líneas generales, el enfoque 1 puede usarse para hacer un prediseño del ORC, definir flujos máscicos requeridos para distintas condiciones operativas en condiciones óptimas de intercambio térmico con las fuentes caliente y fría y definir los límites

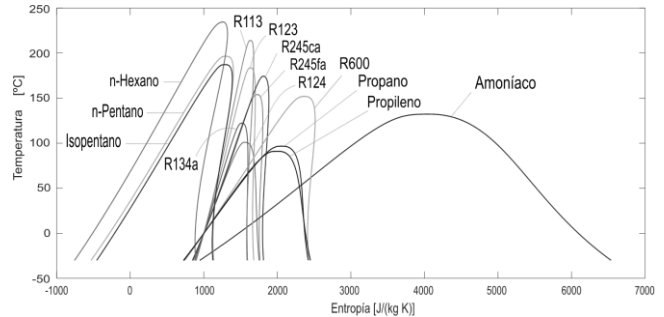
del aprovechamiento. También puede usarse para modelar un ORC existente en el cual se conocen a priori los valores de  $\Delta T_{pE^*}$  y  $\Delta T_{pC^*}$  ante determinadas condiciones de trabajo. Con el enfoque 2 pueden evaluarse condiciones operativas y la sensibilidad del sistema a distintos regímenes de carga y restricciones en la capacidad volumétrica de los elementos del ciclo. Con ambos enfoques pueden plantearse restricciones operativas para las variables y optimizar el sistema utilizando diferentes funciones objetivo y métodos de optimización. En cualquiera de los casos, el modelo final del generador ORC posee 38 ecuaciones y 38 incógnitas, conformando un sistema consistente y resoluble de forma algebraica.

Ante la imposibilidad de acceder a datos experimentales de un generador de este tipo, los resultados del modelo se validaron comparando algunos valores operativos de generadores ORC en funcionamiento e informados en publicaciones científicas con los resultados obtenidos con el modelo propuesto (configurado para condiciones operativas similares). Esta etapa de validación presentó dos dificultades: i) en la bibliografía abierta hay pocas publicaciones con datos experimentales detallados sobre generadores ORC operativos en aplicaciones reales [6] y ii) las publicaciones no dan información específica sobre el valor de todos los parámetros operativos del sistema, por lo que a priori resulta necesario estimar o presuponer algunos de ellos. No obstante, para validar los resultados del modelo se consideraron los casos informados en [11]. La diferencia entre los valores reportados en las publicaciones y los obtenidos con el modelo mostrado anteriormente resultaron inferiores al 5,0 %.

### Fluidos de trabajo para aprovechamientos con baja temperatura

Actualmente, existe una gran variedad de fluidos que pueden emplearse para aprovechar calores con diferentes temperaturas y en distintas condiciones de trabajo [9]. En la Figura 2 se comparan las curvas temperatura-entropía ( $T - s$ ) para 13 de los fluidos de trabajo de mayor uso en ORCs para aprovechamientos de baja/media temperatura [1], [2], [12]. En la figura pueden observarse las diferencias existentes en la

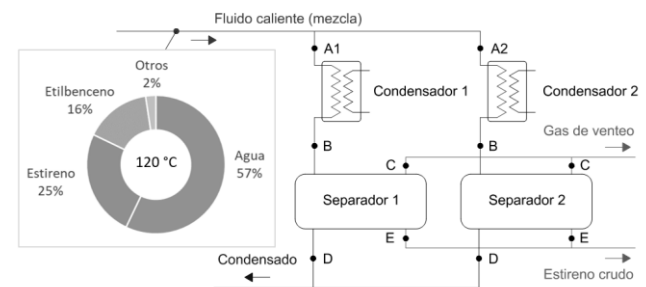
temperatura crítica de cada fluido y la pendiente de la curva de vapor saturado, detalle que caracteriza el desempeño de cada fluido.



**Figura 2: Diagrama  $T - s$  para los fluidos de trabajo de mayor uso en ORCs. Elaboración propia mediante librería de cálculo Coolprop.**

### Caso de análisis

El complejo petroquímico integrado Puerto General San Martín (en adelante, PGSM) se ubica al sur de la provincia de Santa Fe y alberga varias plantas industriales del sector petroquímico. En este trabajo se considera como caso de estudio una eventual aplicación en la planta de producción de estireno (en adelante, planta EEE) del complejo. El proceso de producción de estireno en la planta EEE culmina con una etapa de separación, en donde se separa al estireno de una mezcla de fluidos resultantes del proceso. La Figura 3 muestra un esquema de este proceso.



**Figura 3: Esquema simplificado del proceso de separación de estireno en la planta EEE.**

La mezcla de fluidos calientes posee un alto flujo volumétrico y temperaturas en el orden de los  $\sim 120$  °C. La energía térmica de esos fluidos actualmente se libera al medio a través de condensadores que reducen su temperatura para la etapa de separación. En este análisis se propone evaluar el potencial de esta energía



térmica residual para producir energía eléctrica con generadores ORC. La fuente caliente está constituida por un fluido caracterizado por la mezcla de 33 elementos distintos, entre los que se destaca mayoritariamente el agua, el estireno y el etilbenceno.

El fluido caliente sale del proceso a una temperatura de  $\sim 120$  °C (puntos A1 y A2 de la Figura 3) en estado de vapor y pasa por un juego de condensadores que reduce su temperatura hasta  $\sim 38$  °C (punto B), produciendo el cambio de fase de la mayor parte del fluido. Luego, el fluido ingresa a unos separadores que apartan el estireno crudo (punto E) de los demás elementos (puntos C y D). En este proceso de condensación y separación, es de destacar la baja presión de los fluidos a la entrada de los condensadores ( $< 0,3$  atm), lo cual condiciona en gran parte su potencial térmico. En cada uno de los puntos A1 y A2, el flujo másico de la mezcla es de  $11,4$  kg/s.

La potencialidad de la fuente caliente está dada mayoritariamente por la capacidad térmica del estireno, del etilbenceno y del agua que componen la mezcla. En este trabajo se optó por modelar a la mezcla de fluidos calientes como si estuviesen constituidas exclusivamente por agua. Ello obedece principalmente a la gran proporción de agua en la mezcla y a la imposibilidad de considerar el comportamiento termofísico de la mezcla de fluidos, debido a la limitación de la librería Coolprop. En consecuencia, deberá tenerse en cuenta que las simulaciones mostradas en este trabajo pueden sobreestimar ligeramente a la potencia neta que realmente podría obtenerse con el ORC.

### ORC propuesto para la planta EEE

Se propone colocar un ORC en serie con cada condensador en los puntos A1 y A2 de la Figura 3. Con esto, se logra producir energía eléctrica aprovechando parte de la energía térmica que se libera al medio ambiente en los condensadores. En este caso particular, la fuente caliente es la mezcla de fluidos en estado de vapor con un flujo másico de  $11,4$  kg/s, una presión de  $0,328$  kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura inicial de  $120$  °C.

La temperatura de evaporación es una de las variables más influyentes en la performance del ciclo y la elección de su valor posee mayor libertad en el diseño que la temperatura de

condensación. En general, mientras mayor sea la temperatura de evaporación mejor es el desempeño del ORC. No obstante, dependiendo del fluido considerado, hay otras variables asociadas (como la presión de evaporación, por ejemplo) cuyas variaciones pueden afectar al ciclo. El sobrecalentamiento también puede contribuir a mejorar el desempeño del ciclo, pero su conveniencia debe analizarse cuidadosamente por los costos adicionales que implica. En algunos de los fluidos, principalmente en los fluidos "húmedos" (pendiente negativa en la curva de vapor saturado), el sobrecalentamiento es necesario para evitar la formación de gotas de líquido a la salida del expansor.

En la Tabla 1 se muestran las mejores condiciones operativas halladas para un ORC ubicado en el punto A1 de la Figura 3 que logra mayores potencias netas en escenarios de invierno y verano. Los resultados son iguales para el ORC ubicado en A2. En ambos casos, las condiciones operativas indicadas en la tabla surgen de resolver iterativamente el modelo antes detallado y eligiendo, para cada fluido de trabajo, los resultados que logran el mayor valor de  $P_e$ . Los escenarios de invierno y verano influyen principalmente en la temperatura de condensación. Los mismos se definieron para temperaturas estacionales típicas para la ciudad de Santa Fe.

En líneas generales, e independientemente del fluido de trabajo a emplear, se observa que la máxima potencia eléctrica posible de obtener con un ORC ubicado en el punto A1 (o A2) es de  $\sim 100$  a  $\sim 110$  kW para invierno y de  $\sim 80$  a  $\sim 90$  kW para verano. De la fuente caliente se logra aprovechar una potencia térmica de aproximadamente  $\sim 1.280$  kW, lo cual hace descender la temperatura del fluido caliente hasta un valor aproximado de  $\sim 55$  °C a  $\sim 65$  °C. En todos los casos se observa que el flujo de agua en el condensador requerido en verano es prácticamente el doble que el requerido en invierno. Entre todos los fluidos analizados, y para las condiciones detalladas en la Tabla 1, no se observan diferencias considerables en la potencia neta obtenida o en el rendimiento térmico del ciclo. Si bien las diferencias son poco significativas, los mayores valores de potencia se obtienen empleando R134a, propano y propileno.



**Tabla 1: Condiciones operativas para el ORC en el punto A1 (o A2) de la Figura 3 que maximizan la potencia en un escenario de invierno y verano. Resultados del modelo para simulaciones con distintos fluidos de trabajo.**

Escenario	Invierno							Verano						
	$T_{evap}$ [°C]	$T_{rec}$ [°C]	$P_e$ [kW]	$\eta_t$ [%]	$G_r$ [kg/s]	$p_{cond}$ [kg/cm <sup>2</sup> ]	$p_{evap}$ [kg/cm <sup>2</sup> ]	$T_{evap}$ [°C]	$T_{rec}$ [°C]	$P_e$ [kW]	$\eta_t$ [%]	$G_r$ [kg/s]	$p_{cond}$ [kg/cm <sup>2</sup> ]	$p_{evap}$ [kg/cm <sup>2</sup> ]
R245fa	70	0	<b>104</b>	8,45	5,79	1,52	6,21	74	0	<b>86</b>	7,81	5,34	1,95	6,90
R134a	76	1	<b>110</b>	8,59	6,94	6,78	24,64	79	2	<b>91</b>	7,82	6,58	8,31	26,28
Amoniaco	68	40	<b>100</b>	9,0	0,9	10,2	32,3	71	40	<b>83</b>	8,14	0,84	12,6	34,6
Propano	78	2	<b>110</b>	8,59	3,67	9,71	30,76	81	3	<b>91</b>	7,80	3,50	11,55	32,54
R245ca	70	0	<b>103</b>	8,51	5,30	1,02	4,46	73	0	<b>85</b>	7,73	4,98	1,33	4,84
R123	69	0	<b>101</b>	8,52	6,33	0,93	3,74	73	0	<b>84</b>	7,87	5,83	1,20	4,17
R124	72	0	<b>107</b>	8,43	7,88	3,90	13,47	75	0	<b>88</b>	7,65	7,48	4,82	14,40
R600	70	0	<b>103</b>	8,43	3,04	2,48	8,25	74	0	<b>85</b>	7,78	2,81	3,07	9,04
R113	69	0	<b>101</b>	8,51	6,99	0,46	2,00	73	0	<b>84</b>	7,87	6,41	0,60	2,23
n-pentano	70	0	<b>102</b>	8,57	2,85	0,70	2,89	73	0	<b>84</b>	7,78	2,68	0,90	3,13
n-Hexano	69	0	<b>101</b>	8,47	2,86	0,21	1,04	73	0	<b>84</b>	7,83	2,62	0,28	1,18
Isopentano	70	0	<b>102</b>	8,50	3,05	0,94	3,63	73	0	<b>85</b>	7,72	2,86	1,19	3,92
Propileno	79	7	<b>110</b>	8,7	3,6	11,8	37,2	81	8	<b>92</b>	7,82	3,52	14,0	38,6

$T_{rec}$  representa los °C por encima de la temperatura de evaporación que implica el sobrecalentamiento. Si el ciclo no posee sobrecalentamiento,  $T_{rec}$  es nulo.

El mayor rendimiento térmico del ciclo se obtiene empleando amoníaco. Los fluidos R245fa, R134a, R245ca, R123, R124 y R113 se caracterizan por requerir elevados flujos másicos, mientras que el amoníaco se destaca por requerir un flujo másico considerablemente bajo respecto a todos los demás. Los fluidos R134a, amoníaco, propano y propileno son fluidos húmedos y por lo tanto requieren de sobrecalentamiento en el evaporador. En este caso, el amoníaco es quien requiere mayor grado de sobrecalentamiento mientras que el R134a, el propano y el propileno requieren de sobrecalentamientos muy bajos.

Los fluidos R245fa, R245ca y R600 se caracterizan por requerir presiones de trabajo bajas pero superiores a la presión atmosférica, lo cual resulta en un beneficio por no requerir de equipos y sellos robustos. Los fluidos R123, R113, n-pentano, n-hexano, isopentano requieren de cierto grado de vacío en la etapa de condensación (el n-hexano requiere el vacío más importante). Los fluidos R134a, amoníaco, propano y propileno se caracterizan por requerir de elevadas presiones de trabajo, tanto en el condensador como en el evaporador, por lo que se necesitan equipos y sellos robustos para evitar fugas. En este sentido, el propano y el propileno son los fluidos que requieren mayor potencia mecánica de bombeo.

El análisis anterior también podría haberse planteado en busca de las condiciones operativas que maximicen el rendimiento del ciclo. De este análisis, resultó que operar el ciclo buscando obtener el mejor rendimiento térmico es contraproducente para esta aplicación, ya que los incrementos en la eficiencia se logran con mayores sobrecalentamientos y aprovechando una menor cantidad de calor de la fuente caliente, con lo cual se obtienen también potencias más bajas.

### Configuración adoptada para el ORC de la planta EEE

La elección de la mejor configuración debe hacerse considerando no solo factores técnicos sino también económicos. La optimización técnico económica escapa a los fines de este trabajo, por lo que la elección de la mejor configuración se propone en base a criterios técnicos. En función de lo analizado, se considera que emplear R245fa en las condiciones operativas indicadas en la Tabla 1 resulta la configuración más adecuada para esta aplicación, destacándose por lo siguiente:

- El fluido R245fa es ampliamente usado para estas aplicaciones y tiene amplia disponibilidad comercial.



- Las potencias que se logran obtener son intermedias entre los máximos y mínimos posibles con los demás fluidos.
- El R245fa es un fluido seco que no requiere de sobrecalentamientos, por lo que evita la necesidad de evaporadores complejos.
- Las presiones de trabajo en el condensador y en el evaporador son bajas y superiores a la atmosférica, con lo cual se evita también la necesidad de equipos robustos con sellos especiales y se reducen los riesgos de ingreso de aire y humedad al circuito.

## CONCLUSIONES

Si bien en el sector académico se hace foco sobre cuestiones específicas relacionadas al diseño y configuración de estos ciclos, un importante campo de trabajo implica evaluar la potencialidad de esta tecnología en distintas aplicaciones. En el sector industrial particularmente, los ORC constituyen una importante alternativa a considerar para generación distribuida. El algoritmo implementado en ese trabajo resulta una herramienta importante para evaluar el potencial de fuentes térmicas con media-bajas temperaturas, que puede usarse no solo en el sector industrial como se mostró hasta aquí sino también en la generación distribuida renovable.

La potencialidad del aprovechamiento evaluado para la planta EEE en PGSM está fuertemente restringido por las características del fluido caliente considerado. Si bien se trata de un fluido que tiene un flujo másico considerable y una temperatura más que adecuada para este tipo de aplicaciones, las bajas presiones del fluido juegan en contra de su contenido energético aprovechable. No obstante, se mostró que usando parte de la energía que se libera al medio en condensadores se puede obtener ~200 kW de potencia eléctrica para inyectar en la red de la planta. En este análisis resta considerar la viabilidad económica de esta alternativa.

## REFERENCIAS

[1] A. Mahmoudi, M. Fazli, and M. R. Morad. (2018). A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Appl. Therm. Eng.*, 143, 660–675.

[2] E. Macchi. (2016). *Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle*. Elsevier.

[3] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne, and A. Quijano. (2012). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 16 (6), 4175–4189.

[4] M. Imran, F. Haglind, M. Asim, and J. Zeb Alvi. (2018). Recent research trends in organic Rankine cycle technology: A bibliometric approach. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 81. 552–562.

[5] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15 (8). 3963–3979.

[6] S. Lecompte, H. Huisseune, M. Van Den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe. (2015). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 47. 448–461.

[7] O. Bailey and E. Worrell. (2005). *Clean Energy Technologies: A Preliminary Inventory of the Potential for Electricity Generation*. *Environ. Prot.*, [Online]. Available: <http://escholarship.org/uc/item/3418w4kv.pdf>.

[8] D. Sengupta. (2017). Incorporating low grade energy recovery in process integrated systems. *Curr. Opin. Chem. Eng.* 17. 54–60.

[9] S. Quoillin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort. (2013). Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 22. 168–186.

[10] I. Bell, S. Quoillin, J. Wronski, and V. Lemort. (2013). Coolprop: An open-source reference quality thermophysical property library. *ASME*, no. 1.

[11] Ö. Kaşka (2014). Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. *Energy Convers. Manag.* 77. 108–117.

[12] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, N. Moazami, and S. A. Mirhadizadeh. (2017). Review of organic Rankine cycle for small-scale applications. *Energy Convers. Manag.* 134. 135–155.