

# Ósmosis inversa y destilación: análisis comparativo de la integración en plantas de potencia

## Reverse osmosis and distillation: a comparative analysis of integration in power plants



Eduardo Vladimir Azanza Lutsak  
Álvaro Miguel Remache

✉ <https://orcid.org/0000-0001-5582-2077>

✉ <https://orcid.org/0000-0003-3947-5057>

Universidad Internacional del Ecuador, UIDE | Quito-Ecuador | CP 170201

✉ [edazanzalu@uide.edu.ec](mailto:edazanzalu@uide.edu.ec)

<https://doi.org/10.26423/rctu.v9i2.700>

Páginas: 1- 18

### Resumen

La creciente escasez del agua, sobrepoblación mundial y el aumento en la demanda de energía eléctrica han promovido que los procesos energéticos sean más eficientes, por lo que en este documento se plantea un análisis comparativo de dos tecnologías de desalación de agua de mar que proveen agua y consumen grandes cantidades de energía. El artículo tiene como objetivo realizar una comparación energética de las tecnologías con la mayor capacidad de contratación a nivel global como lo son la destilación y la ósmosis inversa e integrarlas al bloque de potencia y comparar que tecnología se ve favorecida en lo que respecta a impactos sobre el rendimiento global del ciclo de potencia. El estudio evalúa los consumos energéticos de la destilación y la ósmosis inversa (OI) teniendo como parámetro de diseño el agua de alimentación. Para la tecnología de destilación el proceso es insensible a la salinidad, por lo tanto, da igual seleccionar cualquier agua de alimentación. En cambio, para la OI factores como la temperatura y la salinidad hacen que los consumos energéticos se eleven. También cabe destacar que se evalúan tecnologías convencionales (temperatura de operación  $< 70^{\circ}\text{C}$ ) y no convencionales (temperatura de operación  $> 70^{\circ}\text{C}$ ) de destilación que puedan competir con una tecnología convencional (un solo paso, una etapa) de ósmosis inversa con recuperación de energía de la salmuera. Como resultado, se observa que, aunque se haya elevado la eficiencia térmica del proceso de destilación e incluyendo un termocompresor esta tecnología no puede competir con la ósmosis inversa.

**Palabras clave:** desalación, consumo de energía, eficiencia energética, máquinas de vapor, ingeniería térmica.

### Abstract

The increasing scarcity of water, the world's overpopulation, and the rising electricity demand have given rise to the need for energy processes to be more efficient. Therefore, this paper presents a comparative analysis of two seawater desalination technologies that provide water but consume large amounts of energy. On the one hand, the article's goal is to conduct an energy comparison of the two technologies that have the highest global contracting capacity—distillation and reverse osmosis. On the other hand, the paper is aimed at integrating these two technologies into a power block and finding out which technology is preferable in terms of its impact on the overall performance of the power cycle. The study evaluates the energy consumption of both distillation and reverse osmosis (RO), taking the feed water as a design parameter. It is known that for distillation technology, the process is insensitive to salinity; therefore, it does not matter what kind of feed water to use. In contrast, reverse osmosis factors such as temperature and salinity always cause an increase in energy consumption. Furthermore, conventional (operating temperature  $< 70^{\circ}\text{C}$ ) and unconventional (operating temperature  $> 70^{\circ}\text{C}$ ) distillation technologies have been evaluated to compete with conventional reverse osmosis (one-step, one-stage) technology with an energy recovery device from the brine. As a result, it has been concluded that, although the thermal efficiency of the distillation process has increased, this technology cannot compete with reverse osmosis, even when it includes a thermal compressor.

**Keywords:** Desalination, Energy consumption, Energy efficiency, Steam engines, Thermal engineering.

Recepción: 28/08/2022 | Aprobación: 02/12/2022 | Publicación: 23/12/2022

## 1. Introducción

El presente trabajo plantea un estudio comparativo entre las tecnologías de desalación de agua mar con mayor capacidad instalada y su impacto en el rendimiento térmico de una planta de potencia. La relevancia del tema se vincula a factores como la escasez de agua (solo el 2.5% del agua global es potable), la demanda (aumenta un 1% al año desde la década de los 80 del siglo pasado) y la calidad de agua potable (más del 80% de las aguas residuales vuelven al ambiente sin ser tratadas) [1], agravados por el cambio climático, han obligado a buscar soluciones alternativas. La desalación de agua de mar podría ser una de ellas. Entre muchas propuestas existentes, solo unas pocas se han desarrollado para uso comercial, destacándose la tecnología de desalación por membrana de ósmosis inversa, por ser la primera en aplicarse, así como, la tecnología de cambio de fase mediante destilación, por basarse en el método más antiguo y más utilizado con el 75% de capacidad total de desalación del mundo [2].

Actualmente el proceso de destilación flash multietapa está obsoleta [3], dando paso a la tecnología de destilación multiefecto (MED, multi-effect distillation) obteniendo mayores valores de eficiencia, aunque el reto que tiene esta tecnología es lograr competir con la tecnología de membranas, a pesar de tener avances tecnológicos importantes [4]. Cabe mencionar que la tecnología de separación por membranas de ósmosis inversa (OI) durante décadas tenía altos consumos de energía eléctrica para obtención de producto y no soportaba adecuadamente las condiciones severas de alta salinidad y temperatura como es el caso de países de la región de medio oriente y norte de África, donde existe mayor capacidad de desalación instalada, por lo tanto, su contribución fue escasa [3]. Desde entonces, esta tecnología ha alcanzado alrededor de 50% del agua desalada disponible debido a su gran desarrollo [5, 6], esta tendencia se refleja en la capacidad contratada de plantas de desalación entre mediados de 2015 a 2016 [7].

En los años 90, la tecnología MED limita la temperatura de operación a 70° teniendo en cuenta las curvas de precipitaciones relacionadas con el sulfato cálcico (mayor concentración de sales al alcanzar la curva de saturación) [8], obteniendo valores del GOR (Gain output ratio, relación entre el caudal del producto y el del vapor externo) alrededor de 10, con un consumo auxiliar de bombeo de agua de alimentación de 3.5 kWh/m<sup>3</sup> [9]. Elevar el GOR es posible con temperaturas de operación mayores que en plantas convencionales (GOR máximo alcanzable de 18 para una temperatura de operación de 120°C con 34 efectos), pero es necesaria la instalación de pretratamientos avanzados y de mayor número de efectos dando como resultado un incremento de costes [10]. A finales del siglo

XX, la tecnología MED avanzó hasta el estándar de destilación multiefecto con termocompresión (MED – TC) con valores mayores de GOR exigiendo una elevación significativa de la temperatura del vapor externo consumido. Esta configuración resulta atractiva cuando hay disponibilidad de vapor con temperaturas relativamente altas (130°C – 225°C) para obtener valores de GOR de 10 – 14 y de consumo auxiliar de 1.5–2kWh/m<sup>3</sup>. Puede citarse como ejemplo la planta Marafiq IWPP-Jubail ubicada en el golfo pérsico suministrada por Sidem con GOR de 10, 8 efectos y consumo auxiliar de 1.6 kWh/m<sup>3</sup> consumiendo vapor a 0.27 MPa (G. Water Intelligence, 2010) [11].

## 2. Materiales y Métodos

Este estudio comparativo utiliza como objeto de análisis plantas MED y MED-TC con agua de alimentación del Océano Pacífico ubicadas en la central termoeléctrica Esmeraldas I en Ecuador [12], capaces de competir con una planta de ósmosis inversa con agua de alimentación proveniente del Golfo Pérsico instalada en la misma central termoeléctrica. Se elige esta configuración ya que en la ubicación del golfo pérsico las condiciones extremas de temperatura y el contenido total de sólidos disueltos (TDS) en el agua de mar hacen que sea interesante comparar las tecnologías integradas en el bloque de energía.

Además, estas plantas son seleccionadas como opción de integración debido a que representan las tecnologías con mayor capacidad instalada y avance tecnológico. El desarrollo del modelo ha sido implementado conjuntamente con el software de “open source” ROSA (Reverse osmosis system analysis, <https://www.dupont.com/water.html>) y el EES (Engineering Equation Solver) y las ecuaciones que describen el modelo se obtienen aplicando balances de masa y energía a cada elemento de la instalación (bajo el criterio  $E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema}$ ), sin embargo es necesario escoger ciertas condiciones iniciales para obtener el conjunto de resultados. Se toma en cuenta para el estudio comparaciones con caudal másico de producto de 100kg/s y para definir las variables de entrada como lo son la densidad, el coeficiente osmótico del disolvente, la presión osmótica de la disolución de sales marinas y la entalpía respecto al líquido saturado en el punto triple en diferentes tramos de las plantas de desalación del agua de mar se toma las correlaciones para agua de mar y sus concentrados y diluciones [13]. El nivel medio total de sólidos disueltos (TDS) en el agua de mar proveniente del golfo pérsico es de 45 000 partes por millón (ppm) con una variación de temperatura desde 16°C hasta 34°C [14, 15].

El proceso de la metodología cuantitativa está constituido por 5 secciones:

1. Modelo estacionario de un ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio y precalentamiento regenerativo.
2. Integración térmica de plantas convencionales de destilación multiefecto en el modelo estacionario del ciclo de Rankine.
3. Integración térmica de plantas no convencionales de destilación multiefecto en el modelo estacionario del ciclo de Rankine.
4. Integración térmica de una planta de destilación multiefecto con termocompresor en el modelo estacionario del ciclo de Rankine.
5. Integración eléctrica de una planta de ósmosis inversa en el modelo estacionario del ciclo de Rankine.

Además, como no se conoce la temperatura a la cual el vapor procedente de la turbina de baja presión se condensa, se supondrán dos escenarios en el cuál las temperaturas de condensación serán  $28,97^{\circ}C$  y  $41,52^{\circ}C$  correspondientes a la presión de saturación de 0.08 y 0.04 bar, respectivamente.

## 2.1. Central térmica de potencia ciclo Rankine

Se optimizó un ciclo Rankine simple (ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor) a partir de datos obtenidos de la Central Termoeléctrica Esmeraldas I. Para datos faltantes se darán valores promedio como alternativa de diseño. Debido a que se desconoce la tipología de la turbina de vapor, se consideró una turbina de condensación de dos cuerpos y se tomó en cuenta factores como la humedad relativa sobre el rendimiento térmico del cuerpo de baja. A su vez, se tomó un recalentamiento intermedio a un  $1/5$  de

la presión del vapor vivo con una temperatura de recalentamiento igual al de la entrada a la turbina de alta presión para reducir el efecto de disminución de rendimiento en el cuerpo de baja por efectos de la humedad [16].

$$P_{reheat} = \frac{1}{5} P_{vv} \quad (1)$$

Donde:  $P_{reheat}$  - Presión a la que se realiza el recalentamiento.

$P_{vv}$  - Presión del vapor vivo.

Para aumentar la eficiencia del ciclo se toma como hipótesis el mismo salto térmico en cada precalentador y su número real ya dependerá de la decisión tecno-económica. El beneficio incremental de agregar un precalentador disminuye a medida que aumenta el número de precalentadores. Estos serán cuatro del tipo de superficie, a excepción del desgasificador que es del tipo de mezcla y se asume que no existen pérdidas.

$$Salto_{sup} = \frac{h_{sat(PG)} - h_f}{N + 1} \quad (2)$$

Donde:  $Salto_{sup}$  - Salto térmico en cada precalentador de superficie.

$h_{sat(PG)}$  - Entalpía correspondiente a la temperatura de saturación de la presión de operación del generador de vapor [ $kJ/kg$ ].

$h_f$  - Entalpía a la salida del condensador [ $kJ/kg$ ].

En la tabla 1 y Figura 1. se resumen los datos obtenidos y asumidos para dos diferentes temperaturas de condensación del vapor de la turbina de baja presión. Este esquema de las instalaciones servirá como base para la integración de las tecnologías de desalación.

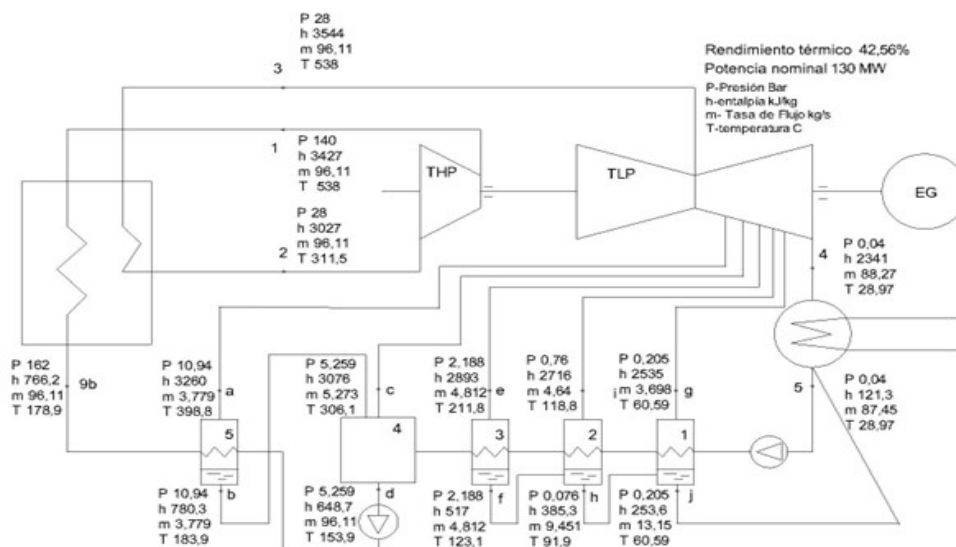


Figura 1: Esquema básico de la central térmica asumida a presión de condensación de 0.04 bar.

**Tabla 1:** Datos y suposiciones para el ciclo.

Parámetro	Datos		Unidades
Tipo de caldera	Acuotubular		-
Valor calorífico inferior del combustible	41.54 (fuel oil No.6)		MJ/kg
Presión de trabajo	162		Bar
Eficiencia de la caldera	86		%
Turbinas de vapor			
Temperatura del vapor vivo	538		°C
Presión del vapor vivo	140		Bar
Potencia nominal	130		MWe
Suposiciones para el ciclo			
Tipología de la turbina de vapor	Turbina de condensación de dos cuerpos		
Eficiencia de la bomba	85		%
Eficiencia de la turbina de alta presión	87		%
Eficiencia de la turbina de baja presión	91* 88**		%
Eficiencia mecánica	98.5		%
Eficiencia del generador eléctrico	98		%
Número de precalentadores	4		
Número de desgasificadores	1		
Presión de condensación			bar
	0.04	0.08	
Consumo de bombas	1967.78	2144.61	kW
Potencia entregada por el cuerpo de alta presión	38437	41902	kW
Potencia entregada por el cuerpo de baja presión	103 165	99 877	kW
Calor contribuido al ciclo	305 420	315 627	kW
Humedad en el cuerpo de baja	8.74	6.52	%
Consumo de combustible	8.549	8.835	Kg/s
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8458	8740	kJ/kWh
Eficiencia del ciclo	42.56	41.19	%

\*En caso de que la humedad en el escape es inferior al 10 %

\*\*En caso de que la humedad en el escape es superior al 10 %

De la tabla 1 se puede observar que, al aumentar la presión de condensación, el rendimiento del ciclo de potencia se reduce debido a que el salto entálpico es más pequeño. Una ventaja de este cambio es que la humedad en el escape de la turbina del cuerpo de baja presión disminuye, dando como resultado un aumento en la eficiencia interna de este cuerpo y una reducción de problemas causados por la humedad.

Además, en la tabla se incluye el término “Consumo específico de calor neto o Net Heat Rate”, el cual

constituye una medida de la eficiencia de conversión de calor en energía eléctrica. Mediante el uso de medidas de reducción de este valor, una central térmica puede reducir costos por insumos energéticos, logrando así reducir las tasas de emisiones [17].

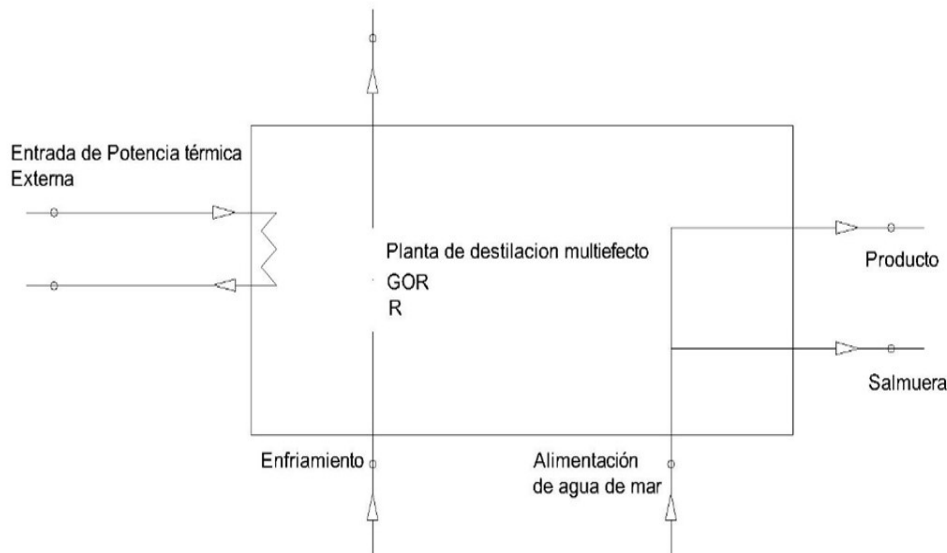
## 2.2. Destilación multiefecto (MED) + características

El proceso se basa en la evaporación del agua en los tubos de un evaporador con diferentes efectos que

funcionan a temperaturas y presiones decrecientes. El vapor externo de una turbina o caldera libera su calor al evaporar el agua de alimentación que se pulveriza desde la parte superior. El vapor obtenido del primer efecto se envía al siguiente efecto que evapora el agua de la cámara siguiente y así sucesivamente. Al final, el vapor que se condensa se recoge como producto en la parte inferior de la etapa. Parte de la salmuera no evaporada en el primer efecto pasa al siguiente efecto como agua de alimentación y la salmuera al final de todos los efectos es rechazada al mar y se instalan separadores en cada efecto para evitar que las gotas salinas sean arrastradas por el proceso de evaporación para alcanzar las superficies de condensación.

El esquema básico de variables de entrada de una planta de destilación multiefecto, se muestra en la Figura 2. Estas plantas son por lo general insensibles a la

salinidad del agua de alimentación, por lo tanto, el agua destilada es de alta calidad. La tasa de recuperación (R) o relación entre el caudal del producto y la salmuera es generalmente del orden de 40% – 50% ya que aumentar este parámetro conduce a problemas de ensuciamiento [8]. Una instalación MED convencional hace referencia a la temperatura de operación. Esta temperatura se ubica por debajo de los 70°C ya que los costos de producción aumentan considerablemente originados por problemas de mantenimiento. Estos problemas de mantenimiento se originan por qué a 77°C el carbonato cálcico se precipita en las partes más calientes del sistema, a 93°C comienzan a aparecer incrustaciones de hidróxido de magnesio y a 120°C comienzan a aparecer incrustaciones de sulfato de calcio.



**Figura 2:** Esquema básico de flujos en una planta de destilación multiefecto (MED).

Con base a la figura 2, se definen los siguientes balances de masa y energía para la planta MED:

Circuito de agua de mar:

$$\begin{aligned} m_{cooling,in} + m_{feed,seawater} \\ = m_{cooling,out} + m_{brine} + m_{prod} \end{aligned} \quad (3)$$

Circuito de suministro de vapor:

$$m_{ext,in} = m_{ext,out} \quad (4)$$

Balance de masa y energía:

$$\begin{aligned} Q_{ext} + (m_{feed,seawater} + m_{cooling,in})h_{fsw} \\ = (m_{cooling,out} + m_{brine})h_{osw} + m_{prod}h_{pu} \end{aligned} \quad (5)$$

Energía térmica externa ( $Q_{ext}$ ):

$$Q_{ext} = m_{ext} \cdot \Delta h \quad (6)$$

Tasa de recuperación ( $r$ ):

$$r = m_{prod}/m_{brine} \quad (7)$$

Flujo volumétrico:

$$q_{prod} = m_{prod}/\rho_{sw} \quad (8)$$

Consumo de auxiliares ( $W_{pump}$ ):

$$W_{pump} = W_{FP} + W_{CP} + W_{aux,MED} \quad (9)$$

$$W_{aux,MED} \sim 2 \frac{kWh}{m^3} \cdot q_{prod} \frac{m^3}{h} \quad (10)$$

Donde:

$m_{cooling,in/out}$  -Caudal de agua de alimentación de agua de mar para enfriamiento ( $kg/s$ ).

$m_{feed,seawater}$  - Caudal de agua de alimentación de agua de mar ( $kg/s$ ).

$m_{brine}, m_{prod}$  – Caudal de salmuera y producto respectivamente ( $kg/s$ ).

$m_{ext,in}, m_{ext,out}$  – Caudal de vapor externo que ingresa y que sale respectivamente ( $kg/s$ ).

$h_{fsw}$  – Entalpía del agua de mar de alimentación ( $kJ/kg$ ).

$h_{osw}$  – Entalpía de salida del agua de mar ( $kJ/kg$ ).

$h_{pw}$  – Entalpía del producto ( $kJ/kg$ ).

$\rho_{sw}$  – Densidad del agua de mar ( $kg/m^3$ ).

$W_{FP}$  – Consumo de la bomba de alimentación a la salida del desgasificador ( $kW$ ).

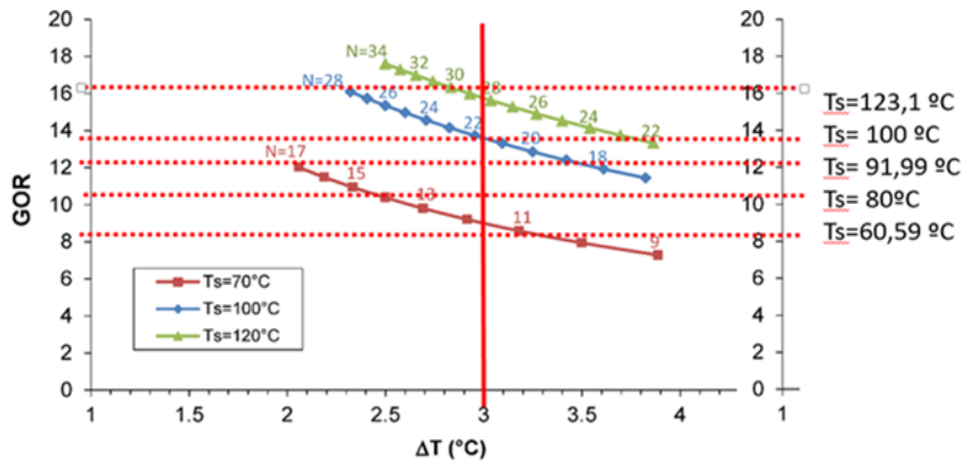
$W_{CP}$  – Consumo de la bomba de condensado ( $kW$ ).

$W_{aux,MED}$  – Consumo auxiliar en la planta MED ( $kW$ ).

las pérdidas de calor hacia el ambiente se desprecian debido al buen aislamiento de los efectos y que las condiciones de salida en los procesos de condensación se corresponden con las de saturación. Para su funcionamiento es necesario el aporte térmico proveniente de diferentes tomas de vapor del ciclo de Rankine optimizado, en el cual se tomarán extracciones para conexión de plantas convencionales y no convencionales que trabajan a más de  $70^{\circ}C$  en los precalentadores 1, 2 y 3, tomando en cuenta la diferencia de temperaturas entre efectos de  $3^{\circ}C$  para obtener altos valores de GOR y no afectar al área de transferencia de calor [19], los valores obtenidos de GOR, se muestra en la figura 3.

Para el desarrollo del modelo se plantea que la salinidad no tiene efecto sobre la operación de la planta MED,

$$GOR = \frac{m_{prod}}{m_{ext}} \tag{11}$$



**Figura 3:** GOR en función de la diferencia de temperaturas entre efectos para diferentes temperaturas de vapor externo y diferentes números de efectos. Fuente: Helal *et al.* [10].

En la tabla 2, se muestran las variables de entrada tales como la relación GOR máxima en las plantas convencional y no convencionales a analizar, que están en el orden de 10 a 16.

**Tabla 2:** Variables de entrada para las plantas MED (convencionales y no convencionales)

Parámetro	Datos	Unidades		
Temperatura del agua de alimentación	25	°C		
Tasa de recuperación	40	%		
Salinidad del agua de mar	0.035*	kg/kg		
Caudal volumétrico	351.68	m <sup>3</sup> /h		
Presión de condensación 0.04	bar			
	Precalentador 1	Precalentador 2	Precalentador 3	
GOR	8.2	12.2	16.2	
Temperatura de operación	60.59	91.99	123.1	°C
Presión de condensación 0,08	bar			
GOR	10	15		
Temperatura de operación	78.72	115.5		°C
Consumo auxiliar	2			kWh/m <sup>3</sup>

\* Referencia estándar de agua de mar [18].

### 2.3. Destilación multiefecto con compresión térmica de vapor (MED – TVC) + características

En esta planta el termocompresor (TC) es un dispositivo que utiliza vapor externo a presión relativamente alta para comprimir vapor de baja presión o vapor de arrastre con el fin de producir vapor de descarga mixta a presión intermedia, sin partes giratorias ni fuentes de energía externa. Este proceso reutiliza el vapor de uno de los efectos en la planta

MED para reducir la necesidad de vapor externo, lo cual resulta en una disminución del costo de la energía de entrada. Este proceso térmico aumenta la relación del rendimiento del sistema (GOR) y reduce el consumo de energía. Después de que el vapor comprimido abandona el TC, que es un vapor sobrecalentado, ingresa a un atemperador para convertirse en vapor saturado a medida que se enfría rociando agua saturada, tal como se puede apreciar en la Figura 4.

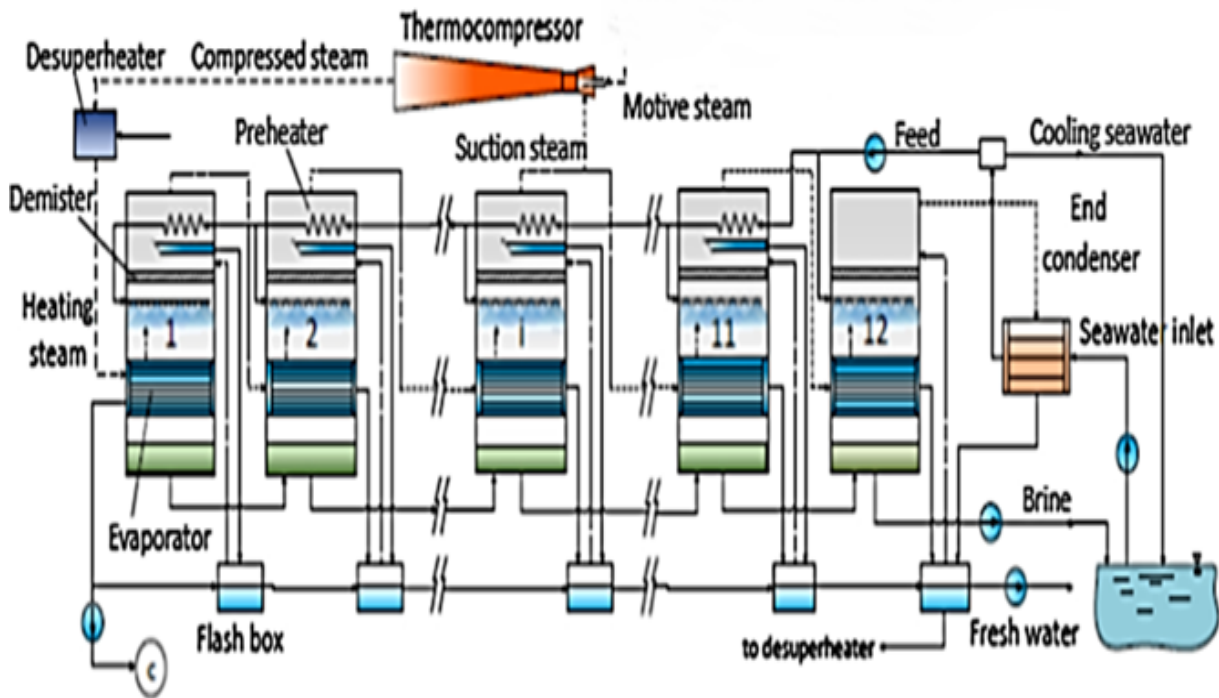
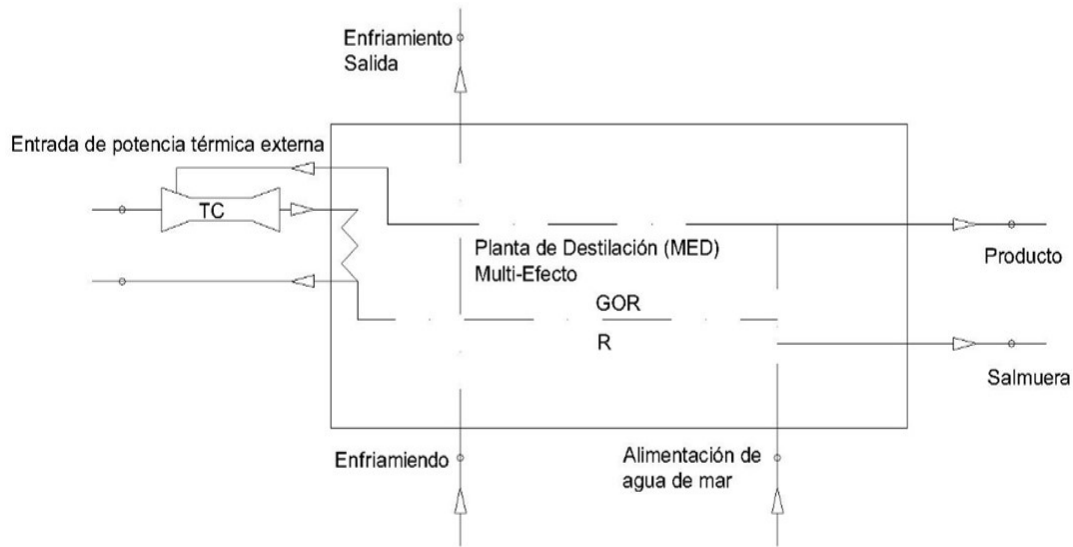


Figura 4: Unidad MED – TC. Fuente: Ortega-Maldonado et al. [20]

El sistema consta de  $N$ -efectos,  $N - 1$  pre - calentadores y de  $N$  tanques flash en sistemas de alimentación serie/paralelo. El destilado se lleva a los tanques flash, donde se genera vapor flash. Además, parte del flujo de vapor externo condensado ingresa al primer tanque flash para mantener constante la producción de destilado. El destilado del último tanque flash se usa para enfriar el vapor en el atemperador.

Uno de los parámetros que caracteriza al termocompresor es la relación de arrastre (RA), definida como la relación de presión de las corrientes comprimidas y de succión. Al aumentar este parámetro, se produce un aumento de la tasa de flujo de masa requerida del vapor motor, debido al aumento de la presión de descarga del vapor mixto que sale del dispositivo [21].

Para lograr una operación estable en este dispositivo se empleará un RA de 1,8 [20]. Un diagrama esquemático de la planta se muestra en la figura 5, los cuales nos servirán para definir los parámetros de diseño. Otro parámetro importante, es la ubicación de la planta MED – TC en una central térmica. La planta MED - TC se instalará en el tercer precalentador para una presión de condensación de 0.04 bar ya que la mejor ubicación del puerto de succión del vapor motriz se encuentra a una temperatura de 200°C para aumentar el GOR y disminuir el área de superficie de transferencia de calor específica [22].



**Figura 5:** Esquema básico con los circuitos de una planta de destilación multiefecto con termocompresión.

Con base a la figura 5, para la planta MED – TC, se definen los siguientes balances de masa y energía:

Circuito de agua de mar:

$$m_{suc} + m_{ext} + m_{cooling,in} + m_{feed,seawater} = m_{comp} + m_{cooling,out} + m_{brine} + m_{prod} \quad (12)$$

Gain output ratio:

$$GOR = m_{prod}/m_{comp} \quad (13)$$

Relación de arrastre (Ra):

$$Ra = m_m/m_{suc} \quad (14)$$

Relación de compresión (CR):

$$CR = P_{comp}/P_{suc} \quad (15)$$

Consumo de auxiliares ( $W_{pump}$ ):

$$W_{pump} = W_{FP} + W_{CP} + W_{aux,MED-TVC} \quad (16)$$

$$W_{pump} \sim 1,5 \frac{kWh}{m^3} \cdot q_{prod} \frac{m^3}{h} \quad (17)$$

Donde:  $m_{suc}$  -Caudal de vapor de succión proveniente del MED ( $kg/s$ ).

$h_{suc}$ - Entalpía del vapor de succión ( $kJ/kg$ ).

$m_m$ - Caudal del vapor motor (motive steam) ( $kJ/kg$ ).

$P_{comp}$  - Presión del vapor comprimido (bar).

$P_{suc}$  - Presión del vapor de succión (bar).

El modelo de operación del MED – TC es equivalente al considerado por [20] considerando 12 efectos ubicando el compresor térmico de vapor en el sexto efecto para maximizar la eficiencia de la planta con un GOR de 14, los parámetros se muestran en la tabla 3.

**Tabla 3:** Variables de entrada para la planta MED - TC

Parámetro	Datos	Unidades
Temperatura del agua de alimentación	25	°C
Tasa de recuperación	40	%
Relación de arrastre	1.8	
Salinidad del agua de mar	0.035	$kg/kg$
Caudal volumétrico	351.68	$m^3/s$
Pre calentador 3		
Presión de condensación 0.04 bar		
GOR	14	
Temperatura de operación	211.8	°C
Consumo auxiliar	1.5	$kWh/m^3$



## 2.4. Ósmosis inversa + características

La ósmosis inversa se basa en el proceso físico natural llamado ósmosis, en el cual el flujo espontáneo de disolvente se produce desde la solución más diluida a la concentrada a través de una membrana semipermeable hasta que las concentraciones se igualan.

Para que el proceso de ósmosis inversa tenga lugar, la presión externa debe ser mayor a la presión osmótica, es decir, la presión proporcionada debe ser mayor a la presión que aplica la solución concentrada para evitar el flujo espontáneo del solvente.

A la salida del módulo de ósmosis inversa se obtienen dos flujos, uno de alta concentración o salmuera y otro de permeado o producto. Además de este módulo, existen componentes como el sistema de tratamiento previo que están situados antes de la bomba de alta presión y el sistema de tratamiento posterior que se instalan después del módulo principal en la planta de OI.

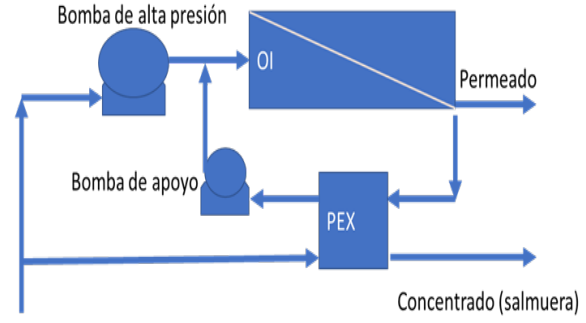
Las configuraciones en estas plantas pueden ser de un solo paso, división parcial, dos pasos, y de dos etapas. Respecto a la eficiencia energética, se pueden adaptar equipos de recuperación energética, dentro de los cuales están las turbinas Pelton, los turbocompresores, y los intercambiadores de presión con eficiencia de recuperación de energía de la salmuera del 95 % [23]. La ecuación (18) representa un parámetro experimental asumido por hipótesis que representa la eficiencia del equipo de recuperación de energía.

$$Eff_{PEX} = \frac{q_{PEX}(P_{q,PEXout} - P^e) + q_{brine}(P_{q,BRINEout} - P^e)}{q_{PEX}(P_{q,PEXin} - P^e) + q_{brine}(P_{q,BRINEin} - P^e)} \quad (18)$$

Donde:

$Eff_{PEX}$  – Eficiencia del intercambiador de presión.  
 $q_{PEX}$  – Caudal volumétrico del recuperador ( $m^3/s$ ).  
 $q_{brine}$  – Caudal volumétrico de la salmuera ( $m^3/s$ ).  
 $P_q, P^e$  – Presiones de trabajo de las corrientes en recuperador y en el exterior (bar).

Los equipos de alta presión encargados de otorgar la presión adecuada para vencer la presión osmótica pueden ser bombas de tipo pistón o bombas centrifugas y el motor eléctrico. En la figura 6, se puede observar el esquema básico a plantear tomando en consideración el modelo matemático del recuperador [24].



**Figura 6:** Esquema básico con los flujos de una planta de ósmosis inversa con recuperación de energía (Pressure exchanger, PEX).

Con base a la figura 6, para una planta OI, se definen los siguientes balances de masa y energía:

Circuito de agua de mar:

$$m_{feed} = m_{product} + m_{brine} \quad (19)$$

Balance de concentraciones (C):

$$m_{feed} \cdot C_{feed} = m_{product} \cdot C_{product} + m_{brine} \cdot C_{brine} \quad (20)$$

Recuperación [%]:

$$R = \frac{m_{product}}{m_{feed}} \cdot 100\% \quad (21)$$

Presión osmótica ( $\Pi$ , bar):

$$\Pi(S, T, p) \sim \Pi(S, T) = \varphi \cdot \rho_{sw} \cdot R \cdot T \cdot 2 \cdot \frac{S}{M_s(1-S)} \quad (22)$$

Presión de trabajo neto (Net driving pressure NDP, bar):

$$NDP = (\Delta P - \Delta \Pi) \quad (23)$$

Consumo de auxiliares en planta OI ( $P_{net}$ , kW):

$$P_{net} = P_{booster} + P_{HPP} \quad (24)$$

Consumo bomba de apoyo ( $P_{booster}$ , kW):

$$P_{booster} = \frac{\left(\frac{q_{PEX}}{m^3 h^{-1} \cdot 3600}\right) \cdot \left(\frac{P_{feed} - P_{PEX}}{bar \cdot 100^{-1}}\right)}{\eta_{booster} \eta_{eng}} \cdot kW \quad (25)$$

Consumo bomba de alta presión ( $P_{HPP}$ , kW):

$$P_{HPP} = \frac{\left(\frac{q_{HPP}}{m^3 h^{-1} \cdot 3600}\right) \cdot \left(\frac{P_{feed} - P_{FEED}}{bar \cdot 100^{-1}}\right)}{\eta_{HPP} \eta_{eng}} \cdot kW \quad (26)$$

Flujo volumétrico en intercambiador de presión ( $q_{PEX}$ ,  $m^3/s$ ):

$$q_{PEX} = \frac{q_{brine} \cdot (P_{q,PEXin} - LPDP) - P_{q,brinein} \cdot Eff_{PEX}}{P_{q,PEXin} \cdot Eff_{PEX} - (P_{q,brinein} - HPDP)} \quad (27)$$

Diferencial de presión en flujo de alta presión (HPDP, bar):

$$HPDP = P_{brine,PEXin} - P_{feed,PEXout} \quad (28)$$

Diferencial de presión en flujo de baja presión (LDPD, 0.6 bar):

$$LDPD = P_{feed,PEXin} - P_{brine,PEXout} \quad (29)$$

Aumento de presión requerida por la bomba de apoyo:

$$\begin{aligned} P_{feed,HPP} - P_{feed,PEXout} = \\ P_{feed,HPP} - (P_{brine,PEXin} - HPDP) \end{aligned} \quad (30)$$

Flujo volumétrico a través de bomba de alta presión ( $q_{HPP}, m^3/s$ ):

$$q_{HPP} = q_{feed} - q_{PEX} \quad (31)$$

Consumo específico de energía ( $SEC, kW/m^3$ ):

$$SEC = \frac{P_{net}}{q_{prod}} \quad (32)$$

Donde:  $\varphi$  – Coeficiente del solvente osmótico.

$R$ – Constante universal de los gases (J/mol K).

$T$  – Temperatura del fluido °C.

$S$  – Salinidad (Agua de mar estándar, 0.03516504 kg/kg de fracción de masa).

$M_S$  – Masa molar aparente de sales de agua de mar (kg/mol). De acuerdo a las soluciones del programa ROSA, se selecciona el tipo de membrana SW30HRLE-440i (Sea Water High Rejection Low Energy) con 7 elementos y con un índice de densidad de sedimentos (SDI) menor a 2.5 que permiten trabajar con condiciones operativas extremas (máxima temperatura de operación de 45°C máxima presión de operación 83 bar) [25]. En la tabla 4, se resumen los datos de entrada para el sistema.

**Tabla 4:** Variables de entrada para la planta de ósmosis inversa

Parámetro	Datos	Unidades
Fuente de agua de alimentación	Golfo Pérsico	
Temperatura del agua de alimentación	16                      34	°C
Configuración del sistema	Un solo paso con una sola etapa	
Recuperación total del sistema	45	%
Caudal volumétrico	351.68	m <sup>3</sup> /h
Tipo de membranas	SW30HRLE-440i	
Número de recipientes de presión	100	
Número de elementos	7	
Tipo de agua	Agua de mar con ultrafiltración DOW, SDI < 2,5	
Factor de flujo	80	%
Eficiencia de la bomba de alta presión	86	%
Eficiencia de la bomba de baja presión	75	%
Eficiencia del motor eléctrico	94	%
Recuperador de la energía de salmuera	95	%

## 2.5. Resultados y discusión

Los resultados obtenidos para los MED convencional y no convencionales, MED-TC y OI integrados a una planta de potencia a dos diferentes presiones de condensación están resumidos en las tablas 5 y 6.

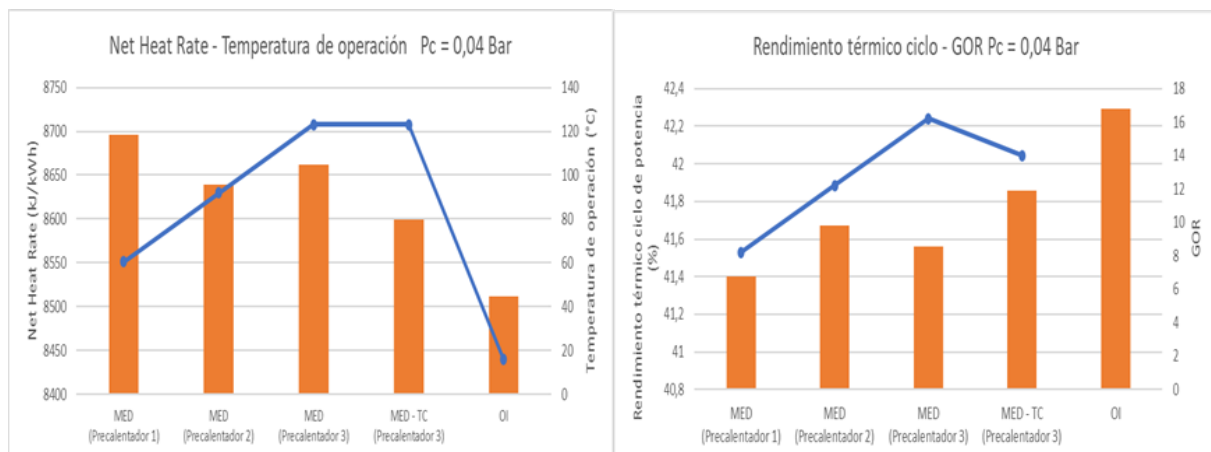
**Tabla 5:** Variables de entrada para las plantas MED (convencionales y no convencionales)

Parámetro	Datos			Unidades
Central térmica con presión de condensación de 0,04 Bar				
MED				
	Pre calentador 1	Pre calentador 2	Pre calentador 3	
Caudal másico de vapor externo	12.2	8.197	6.173	Kg/s
Energía térmica externa	27 822	19 107	14 667	kW

Consumo de combustible	8.79	8.733	8.756	<i>Kg/s</i>
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8 696	8 639	8 662	<i>KJ/kWh</i>
Eficiencia del ciclo	41.4	41.67	41.56	%
MED - TC				
Conexión a precalentador 3				
Caudal másico de vapor externo	4.592			<i>Kg/s</i>
Energía térmica externa	10 910			<i>kW</i>
Consumo de combustible	8.692			<i>Kg/s</i>
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8 8 599			<i>kJ/kWh</i>
Eficiencia del ciclo	41.86			%
IO				
Conexión eléctrica				
Temperatura de operación	16			<i>°C</i>
Consumo de combustible	8.604			<i>Kg/s</i>
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8 512			<i>kJ/kWh</i>
Presión de alimentación	69.46			<i>Bar</i>
Potencia recuperada	571.97			<i>kW</i>
Consumo específico de energía	2.54			<i>kWhm<sup>3</sup>/</i>
Flujo por el intercambiador de presión	415.92			<i>m<sup>3</sup>/h</i>
Eficiencia del ciclo	42.29			%

En primera instancia se puede observar que aumentar la temperatura de operación en las plantas MED da como resultado una reducción en el impacto del rendimiento térmico de la central ya que el gasto se reduce por qué el calor externo es mayor. Y si se incluye al dispositivo de termocompresión el impacto es aún menor, ya que al agregar una variable adicional  $m_{suc}$  al balance reduce la necesidad de aporte térmico externo. Sin embargo,

la planta de ósmosis inversa convencional con recuperación de energía de la salmuera presenta mejores resultados, tal como se puede apreciar en la Figura 7. Lo que significa que ni la integración de la planta de destilación multiefecto no convencional (MED) como la planta de destilación multiefecto con termocompresor pueden superar en rendimiento a una planta desaladora de ósmosis inversa convencional.



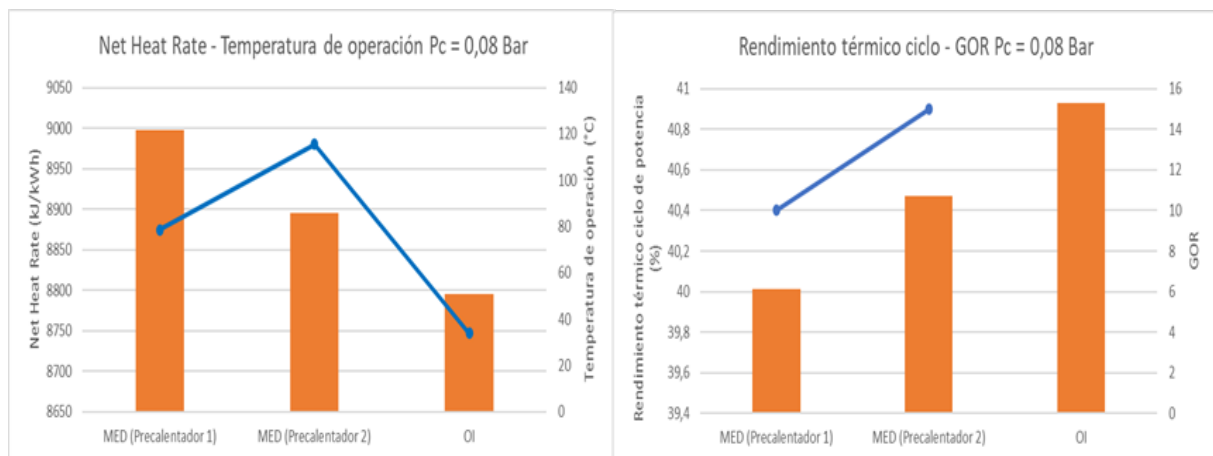
**Figura 7:** Izquierda: Comparación Net heat rate – Temperatura de operación, derecha: Comparación rendimiento térmico ciclo – GOR, ambas para una presión de condensación de 0,04 Bar.

**Tabla 6:** Datos obtenidos para los casos considerados con una presión de condensación de 0,08 Bar

Parámetro	Datos		Unidades
MED			
	Precalentador 1	Precalentador 2	
Caudal másico de vapor externo	9.524	6.667	<i>Kg/s</i>
Energía térmica externa	22 014	15 762	<i>kW</i>
Consumo de combustible	9.095	8.991	<i>Kg/s</i>
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8 998	8 895	<i>kJ/kWh</i>
Eficiencia del ciclo	40.01	40.47	%
OI			
Consumo eléctrico			
Temperatura de operación	34		°C
Consumo de combustible	8.89		<i>Kg/s</i>
Consumo específico de calor neto (Net heat rate)	8 795		<i>kJ/kWh</i>
Presión de alimentación	67.82		<i>Bar</i>
Potencia recuperada	563.64		<i>kW</i>
Consumo específico de energía	2.54		<i>kWh/m<sup>3</sup></i>
Flujo por el intercambiador de presión	416.04		<i>m<sup>3</sup>/h</i>
Eficiencia del ciclo	40.93		%

El interés en seleccionar una u otra tecnología dependerá de varios aspectos como la capacidad de producción de la planta, tipo de agua cruda, calidad del permeado, energía consumida, condiciones de ubicación y criterios de fiabilidad. En este caso de estudio la ósmosis inversa representa la tecnología con menor impacto sobre el ciclo de potencia, es decir el

consumo específico de energía de la planta desaladora es menor. Por otro lado, estas plantas se pueden diseñar en cualquier tamaño y sus avances tecnológicos han mejorado sus condiciones de operación hasta en lugares con condiciones severas de salinidad, tal como se demuestra en los resultados obtenidos de la Figura 8.



**Figura 8:** Izquierda: comparación Net heat rate – Temperatura de operación, derecha: Comparación rendimiento térmico ciclo – GOR, ambas para una presión de condensación de 0,08 Bar.

## 2.6. Conclusiones

La comparación de las tecnologías de desalación de agua de mar con mayor capacidad instalada de membrana por ósmosis inversa y de la tecnología de cambio de fase mediante destilación realizada en este estudio, nos permite concluir que:

- La planta MED convencional no compite con las otras tecnologías, pero los costes de operación se pueden ver reducidos debido a que no presentan problemas que ocasionan las altas temperaturas, mientras que la planta de OI no requiere de aporte térmico, pero depende del consumo de electricidad. Sin embargo, esta planta no depende del factor de capacidad del bloque de potencia, ya que puede conectarse a la red eléctrica.
- La planta MED-TC presenta mejores resultados que las plantas MED convencionales y no convencionales siendo más competitiva y requiriendo un 25.6% de menor aporte térmico lo que se traduce en un mayor rendimiento.
- El efecto de instalar una planta OI reduce el rendimiento en solo 0.63% mientras que el MED convencional reduce el rendimiento en 2.72%.
- La opción más factible para la integración es la tecnología de OI con un rendimiento del ciclo de 42.29% siguiéndole la integración de una planta MED-TC con un rendimiento del ciclo de 41.86%.

## 3. Referencias

1. (2019)., UNESCO. Informe Mundial de las Naciones Unidas sobre el desarrollo de los recursos hídricos 2019: No dejar a nadie atrás. *Desalination* [En línea]. Disponible en: <https://es.unesco.org/water-security/wwap/wwdr/2019#download>.
2. ARSHAD HASSAN, Khan. *Desalination Processes and Multistage Flash Distillation Practice*. Elsevier, 1986. N.º v. 1. ISBN 9780444425638. Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?id=JmapQgAACAAJ>.
3. HELAL, A.M.; AL-JAFRI, A. y AL-YAFEAI, A. (2012). Enhancement of existing MSF plant productivity through design modification and change of operating conditions. *Desalination* [En línea]. 307, 76-86. ISSN: 0011-9164. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2012.08.027>.
4. AMY, Gary; GHAFFOR, Noredine; LI, Zhenyu; FRANCIS, Lijo; VALLADARES, Rodrigo; MISSIMER, Thomas y LATTEMANN, Sabine (2017). Membrane-based seawater desalination: Present and future prospects. *Desalination* [En línea]. 401, 16-21. ISSN: 0011-9164. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.10.002>.
5. QASIM, Muhammad; BADRELZAMAN, Mohamed; DARWISH, Noora; DARWISH, Naif e HILAL, Nidal (2019). Reverse osmosis desalination: A state-of-the-art review. *Desalination* [En línea]. 459, 59-104. ISSN: 0011-9164, Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.02.008>.
6. PEÑATE, Baltasar y GARCÍA-RODRÍGUEZ, Lourdes (2012). Current trends and future prospects in the design of seawater reverse osmosis desalination technology. *Desalination* [En línea]. 284, 1-8. ISSN: 0011-9164, Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.09.010>.
7. GLOBAL WATER INTELLIGENCE, GWI e INTERNATIONAL DESALINATION ASSOCIATION, IDA. *IDA Desalination Yearbook 2016-2017*. GWI, Global Water Intelligence, 2016. Disponible en: <https://www.environmental-expert.com/books/ida-desalination-yearbook-2016-2017-47595>.
8. VEZA, José Miguel. *Introducción a la desalación de aguas*. Servicio de Publicaciones y Difusión Científica de la ULPGC, 2002. ISBN 8495792982. Disponible en: <https://www.amazon.com.mx/Introducci%C3%B3n-desalaci%C3%B3n-aguas-Jos%C3%A9-Miguel/dp/8495792982>.
9. AL-SHAMMIRI, M. y SSFAR, M. (1999). Multi-effect distillation plants: state of the art. *Desalination* [En línea]. 126(1-3), 45-59. ISSN: 0011-9164, Disponible en: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(99\)00154-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(99)00154-X).

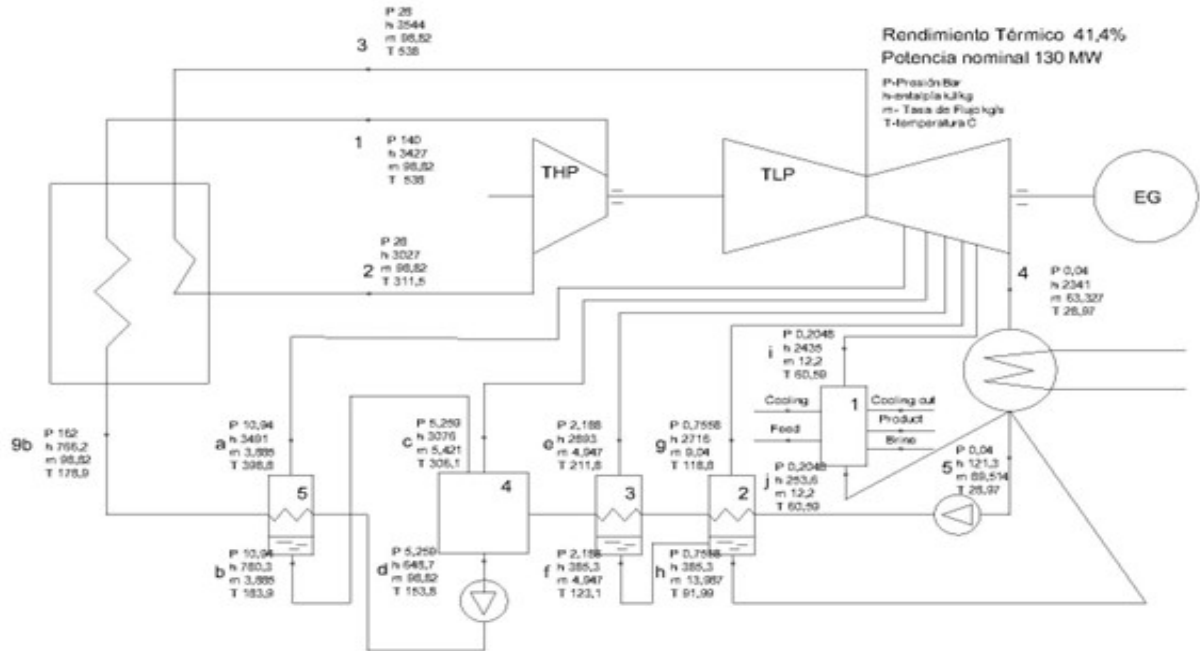
10. ORTEGA-DELGADO, Bartolomé; GARCÍA-RODRÍGUEZ, Lourdes y ALARCÓN-PADILLA, Diego (2017). Opportunities of improvement of the MED seawater desalination process by pretreatments allowing high-temperature operation. *Desalination and water treatment* [En línea]. 97, 94–108. Disponible en: <https://doi.org/10.5004/dwt.2017.21679>.
11. GLOBAL WATER INTELLIGENCE, GWI e INTERNATIONAL DESALINATION ASSOCIATION, IDA. *IDA Desalination Yearbook 2009-2010*. GWI, Global Water Intelligence, 2010.
12. *Central térmica Esmeraldas I* [En línea]. CORPORACIÓN ELÉCTRICA DEL ECUADOR, CELEC, Disponible en: <https://www.celec.gob.ec/termoesmeraldas/index.php/central-termica-esmeraldas-i>.
13. MOSTAFA, Sharqawy y SYED, Zubair (2010). Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data. *Desalination and Water Treatment - DESALIN WATER TREAT* [En línea]. 16(1-3), 354-380. Disponible en: <https://doi.org/10.5004/dwt.2010.1079>.
14. ANDREWS, Brett; DAVÉ, Bhasker; LÓPEZ-SERRANO, Paloma; TSAI, Shih-Perng; FRANK, Rich; WILF, Mark y KOUTSAKOS, Erineos (2008). Effective scale control for seawater RO operating with high feed water pH and temperature. *Desalination* [En línea]. 220(1), 295-304. ISSN: 0011-9164 Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.02.041>.
15. WILF, Mark; AWERBUCH, Leon; BARTELS, Craig; MICKLEY, Mike; PEARCE, Graeme y VOUTCHKOV, Nikolay. *The Guidebook to Membrane Desalination Technology Reverse Osmosis, Nanofiltration and Hybrid Systems Process, Design, Applications and Economics*. Balaban Publishers, 2007. N.º First edition. ISBN 0-86689-065-3. Disponible en: <https://www.book-info.com/isbn/0-86689-065-3.htm>.
16. GARCÍA, Sabugal; GÓMEZ, Santiago y MOÑUX, Florentino. Fundamentos termodinámicos de los ciclos combinados gas-vapor. En: *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto*. Ediciones Díaz de Santos, 2006. p. 323. ISBN 9788499699332. Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?hl=es&id=KCG5BgAAQBAJ&q=>.
17. BURNETT, J. Wesley y KIESLING, L. Lynne (2019). Power plant heat-rate efficiency as a regulatory mechanism: Implications for emission rates and levels. *Energy Policy* [En línea]. 134, 110980. ISSN: 0301-4215 Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2019.110980>.
18. MILLERO, Frank; FEISTEL, Rainer; WRIGHT, Daniel y MCDUGALL, Trevor (2008). The composition of Standard Seawater and the definition of the Reference-Composition Salinity Scale. *Deep Sea Research Part I: Oceanographic Research Papers* [En línea]. 55(1), 50-72. ISSN: 0967-06375 Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.dsr.2007.10.001>.
19. AMERI, Mohammad; MOHAMMADI, Saeed; HOSSEINI, Mehdi y SEIFI, Maryam (2009). Effect of design parameters on multi-effect desalinationsystem specifications. *Desalination* [En línea]. 245(1), 266-283. ISSN: 0011-9164 Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2008.07.012>.
20. ORTEGA-DELGADO, Bartolomé; CORNALI, Matteo; PALENZUELA, Patricia y ALARCÓN-PADILLA, Diego (2017). Operational analysis of the coupling between a multi-effect distillation unit with thermal vapor compression and a Rankine cycle power block using variable nozzle thermocompressors. *Applied Energy* [En línea]. 204, 690-701. ISSN: 0306-2619

Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.062>.

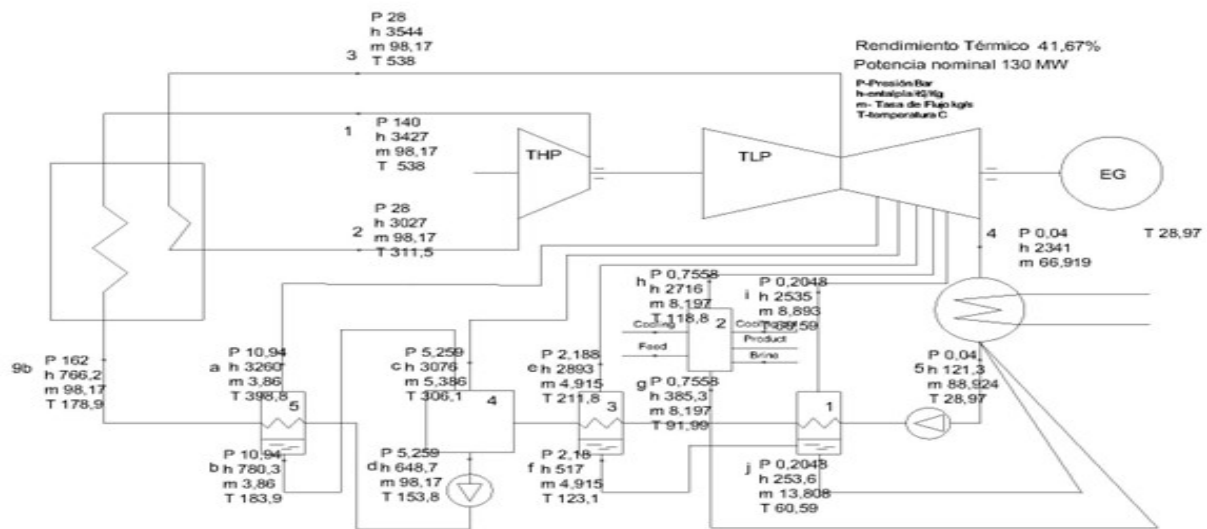
21. HANAFI, A.; MOSTAFA, G.; WAHEED, A. y FATHY, A. (2015). 1-D Mathematical Modeling and CFD Investigation on Supersonic Steam Ejector in MED-TVC. *Energy Procedia* [En línea]. 75, 3239-3252. ISSN: 1876-6102. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.690>.
22. KOUHIKAMALI, R.; SANAEI, M. y MEHDIZADEH, M. (2011). Process investigation of different locations of thermo-compressor suction in MED-TVC plants. *Desalination* [En línea]. 280(1), 134-138. ISSN: 0011-9164 Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.06.070>.
23. MACHARG, John P. (2003). Retro-fitting existing SWRO systems with a new energy recovery device. *Desalination* [En línea]. 153(1), 253-264. ISSN: 0011-9164 Disponible en: [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(02\)01144-X](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(02)01144-X).
24. Energy Recovery, Inc. *ERI Technical Bulletin Flow in PX Device Arrays*. Doc. No. 80074-01. Making Desalination Affordable, 2006-2007. Disponible en: <https://ro-blog.com/wp-content/uploads/2018/04/80074-01-1-Flow-Technical-Bulletin.pdf>.
25. LENNTECH. *DOW FILMTECTM SW30HRLE-440i*. Form No. 609-03001-1009. DOW. Disponible en: <https://www.lenntech.com/Data-sheets/Dow-Filmtec-SW30HRLE-440i.pdf>.

## Anexos

Las figuras 9,10,11,12,13 y 14 escenifican los esquemas básicos de las integraciones MED con sus respectivos gastos en diferentes secciones.

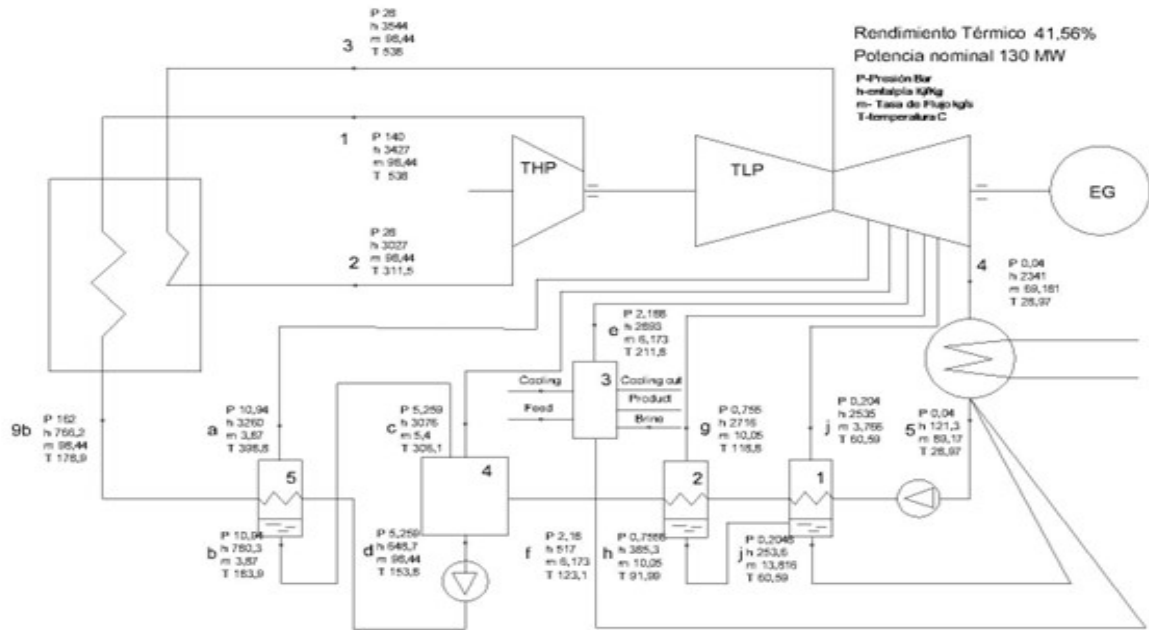


**Figura 9:** Izquierda: comparación Net heat rate – Temperatura de operación, derecha: Comparación rendimiento térmico ciclo – GOR, ambas para una presión de condensación de 0,08 Bar.

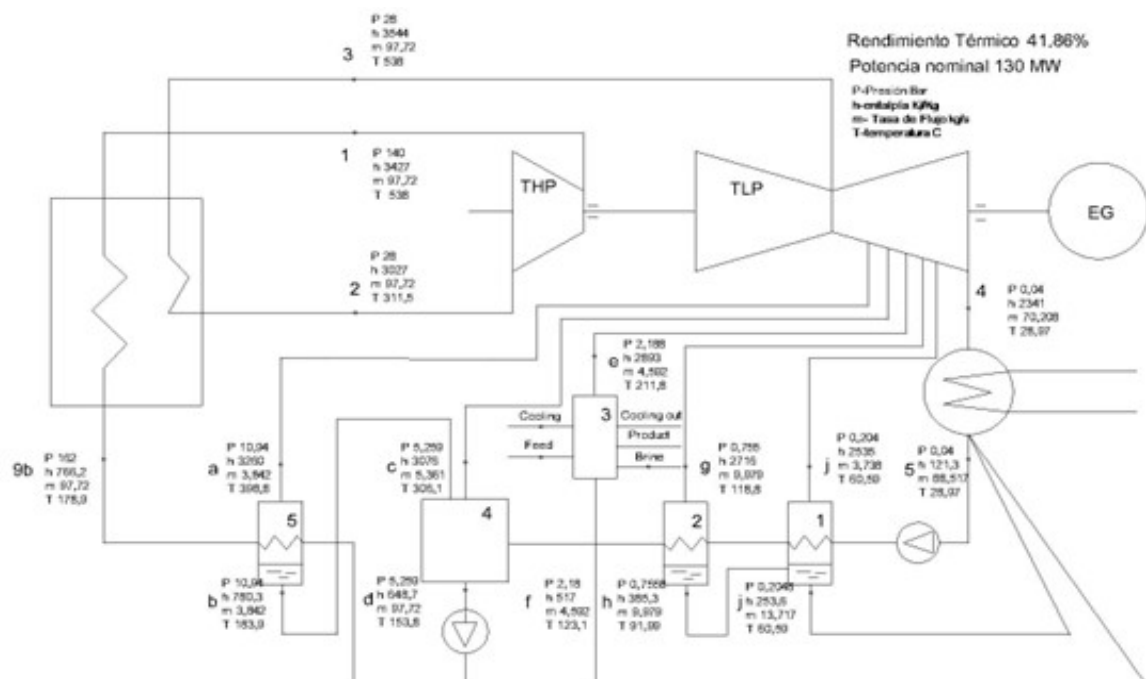


**Figura 10:** Esquema básico del bloque de potencia con la integración MED en el segundo precalentador. (Pc = 0,04 Bar).

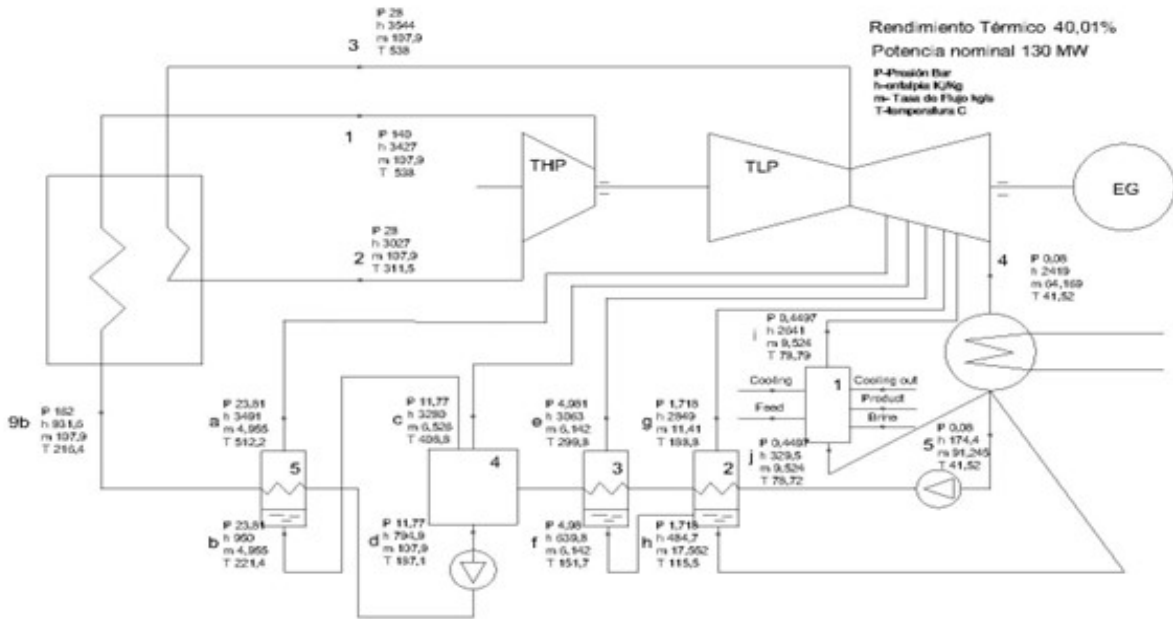




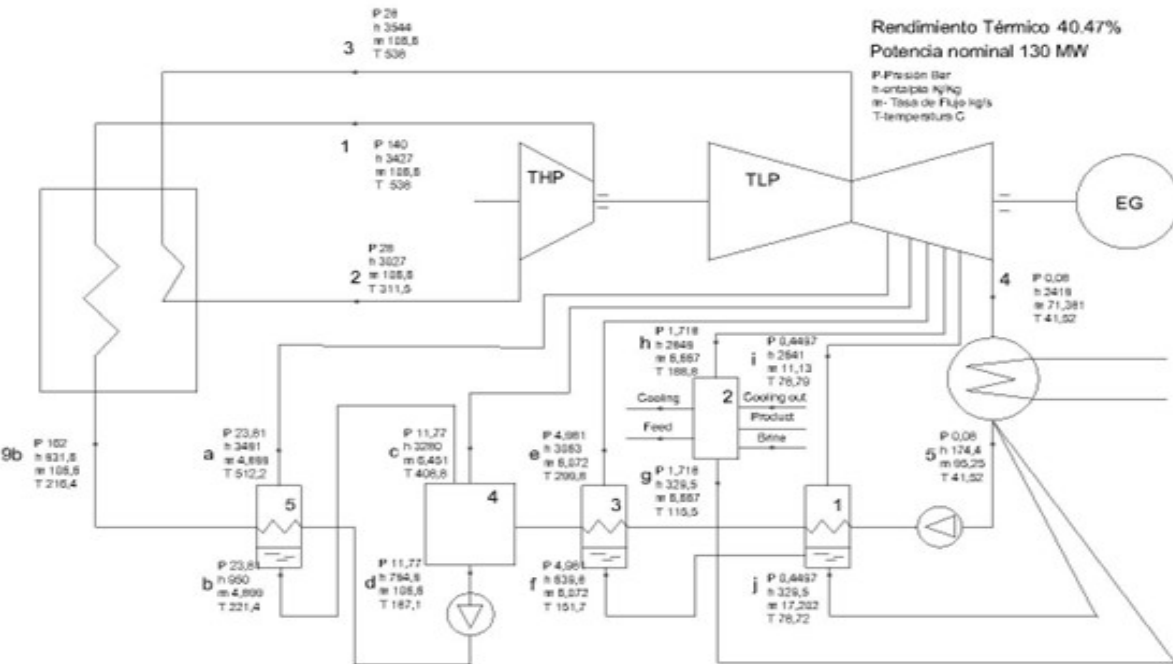
**Figura 11:** Esquema básico del bloque de potencia con la integración MED en el tercer precalentador. ( $P_c = 0,04$  Bar)



**Figura 12:** Esquema básico del bloque de potencia con la integración MED - TC en el tercer precalentador. ( $P_c = 0,04$  Bar)



**Figura 13:** Esquema básico del bloque de potencia con la integración MED en el primer precalentador. ( $P_c = 0,08$  Bar)



**Figura 14:** Esquema básico del bloque de potencia con la integración MED en el segundo precalentador. ( $P_c = 0,08$  Bar)



Artículo de **libre acceso** bajo los términos de una **Licencia Creative Commons Reconocimiento – NoComercial – CompartirIgual 4.0 Internacional**. Se permite, sin restricciones, el uso, distribución, traducción y reproducción del documento, siempre y cuando se realice sin fines comerciales y estén debidamente citados bajo la misma licencia.