

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA
INSTITUTO DE INGENIERÍA



MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA

**“PROPUESTA Y ESTUDIO DE UN EXPANSOR PARA LA
GENERACIÓN ELÉCTRICA EN LAS DIFERENTES
CONFIGURACIONES DE UN SISTEMA TRIGENERATIVO
ACTIVADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:

FRANCISCO JAVIER CABALLERO TALAMANTES

DIRECTORES:

DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

DR. JESÚS ARMANDO AGUILAR JIMÉNEZ

MEXICALI, B.C., MÉXICO A AGOSTO DE 2024

EL SIGUIENTE PROYECTO FUE DESARROLLADO
EN EL CENTRO DE ESTUDIO DE LAS ENERGÍAS
RENOVABLES.



DEDICATORIA

“Esta tesis está dedicada a mis principales fuentes de energía inagotable: mis padres, hermanos, amigos de toda la vida, familiares y colegas. Gracias a su inquebrantable apoyo, amor y sabios consejos, mantuvieron viva en mí la llama de la voluntad e inspiración durante los días y noches de desvelo cuando más lo necesitaba. Han permitido que finalice este emocionante y arduo proyecto, del cual me siento orgulloso.

Gracias a Dios, a la vida o al universo por enseñarme que los días buenos siempre superan a los malos, y por mostrarme que los logros que alcanzamos en esta vida no se miden por la grandeza de nuestros actos, sino por la cantidad de acciones ordinarias que logramos realizar a diario, las cuales nos conducen al éxito.”

“Como no estás experimentado en las cosas del mundo, todas las cosas que tienen algo de dificultad, te parecen imposibles. Confía en el tiempo, que suele dar dulces salidas, a muchas amargas dificultades.”

Miguel de Cervantes Saavedra

AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón, quien me ofreció un vistazo al mundo de la investigación, iniciando así una etapa totalmente nueva en mi vida, llena de crecimiento en todos los aspectos. Le agradezco el tiempo brindado, el conocimiento impartido y la confianza puesta en mi trabajo. Al Dr. Jesús Armando Aguilar Jiménez por su apoyo, su disposición al resolver cualquier duda y ayuda en los trabajos de investigación. Al M.I. Cristian Ascensión Cazares de la Torre, por su presencia y calidad humana, que hicieron llevaderas las tardes y noches de arduo trabajo en el laboratorio. Ha sido un gran amigo, siempre dispuesto a dar su consejo y apoyo, y desde el primer día me ofreció su mano, permitiendo el constante mejoramiento de nuestros proyectos. Al M.I. Juan Ríos Arriola, por su amistad y su habilidad para eliminar el estrés acumulado, equilibrando los tiempos en la "antigua Grecia". Agradezco su capacidad para trabajar con su ojo clínico, detectando áreas de mejora en los proyectos dentro del laboratorio y contagiando siempre su entusiasmo por hacer un poco más. Al Dr. Saúl Islas Pereda por brindar su consejos críticos y acertados en la guía en el desarrollo de este proyecto. Finalmente, agradezco a los demás colegas del CEENER y a los amigos que hice durante esta etapa de mi vida en el Instituto de Ingeniería, ya que formaron parte, directa e indirectamente, del complemento diario que me permitió seguir adelante, un día a la vez.

A la Universidad Autónoma del Estado de Baja California y al Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería por abrirme las puertas y permitirme desarrollar este proyecto de investigación, haciéndome parte de la máxima casa de estudios del Estado. A Conahcyt por el apoyo e incentivo necesarios como estudiante de Maestría.

RESUMEN

La electricidad es fundamental para el bienestar humano. Sin embargo, muchas comunidades marginadas carecen de acceso a ella, lo que afecta en su calidad de vida al privarles de beneficios básicos como el agua potable y el aire acondicionado. En esta investigación se analizó y definió las condiciones óptimas de diseño de un novedoso sistema el cual provee agua desalinizada, enfriamiento y energía eléctrica mediante la producción simultanea de servicios de forma cogenerativa o trigenerativa, utilizando el simulador Aspen Plus. Además, se presenta el análisis y estudio del comportamiento teórico de un expansor volumétrico tipo tornillo mediante el modelo matemático de Lemort et al. (2009), trabajando bajo las condiciones impuestas por el sistema propuesto. El novedoso sistema propuesto “MSF/MED al alto vacío con dos eyectocondensadores barométricos, activado por energía termosolar” implementa una tecnología híbrida de desalinización térmica, que consiste en un proceso MSF de 8 etapas con rangos de presión de 5.1 a 28.3 kPa (con unidades de precalentamiento), un proceso MED de 6 efectos con rangos de presión de 0.8 a 3.8 kPa, operando en condiciones de alto vacío. Asimismo, se implementa el uso de dos eyectocondensadores para la extracción y adecuación del agua producto. En la condición de diseño especificada en esta investigación, se logra una producción de agua de 67.21 m³/día con un rendimiento operativo en el PR del 12.06 y un PR_{global} de 8.18. Esta cantidad de agua es suficiente para abastecer hasta 561 personas cuando el sistema opera en modo cogenerativo. En la operación trigenerativa, se obtiene una producción de agua de 99.27 m³/día con un PR de 17.81 y un PR_{global} de 6.995. Esta cantidad de agua es suficiente para satisfacer las necesidades de hasta 829 personas. Además, la capacidad de enfriamiento obtenida es de 1224.3 kW con un rendimiento del COP de 3.28 y un COP_{global} de 10.435. Esta capacidad de enfriamiento puede abastecer hasta 10 veces el complejo universitario en la localidad costera "UABC extensión San Felipe". La cobertura eléctrica proporcionada por el expansor en operación cogenerativa es del 12.03%, y en operación trigenerativa, es del 3.69%. Las propuestas tecnológicas para las configuraciones del subsistema de extracción y adecuación en desalinización indican que las configuraciones “DE” y “C” incrementan la capacidad de agua producida en un 15.84% en comparación con la configuración “EC”. Sin embargo, la configuración “DE” muestra un desempeño superior en PR_{global} del 11.82% en comparación con la configuración “C”, junto con

una reducción del 10.55% en el SEC en comparación con la configuración “C” y del 20.74% con la configuración “EC”. En la producción simultánea de desalinización y enfriamiento, las configuraciones “DE” y “C” aumentan la capacidad de agua producida en un 83.4% en comparación con la configuración “EC”. Además, al evaluar el desempeño en desalinización utilizando el PR_{global} , la configuración “DE” se destaca como la mejor opción, con una mejora del 7.33% en comparación con “EC” y del 19.08% en comparación con “C”. Asimismo, en términos del COP y COP_{global} , la configuración “DE” también se posiciona como la más eficiente, mostrando mejoras del 3.06% y 54.72%, respectivamente, en comparación con “EC”, y del 19.06% y 19.13%, respectivamente, en comparación con “C”. Después de realizar la evaluación técnica del novedoso sistema propuesto y de las configuraciones del subsistema de extracción y adecuación del agua producida, se logró un desarrollo tecnológico capaz de incrementar la eficiencia, capacidad y productos que pueden ofrecer los sistemas de desalinización térmica. Lo anterior permitirá satisfacer las necesidades de agua, enfriamiento y energía eléctrica de las comunidades costeras, además de competir con las tecnologías convencionales disponibles en el mercado.

ABSTRACT

Electricity is fundamental to human well-being. However, many marginalized communities lack access to it, which affects their quality of life by depriving them of basic benefits such as drinking water and air conditioning. In this research we analyzed and defined the optimal design conditions of a novel system that provides desalinated water, cooling and electrical energy through the simultaneous production of products in a cogenerative or trigenerative way, using the Aspen Plus simulator. In addition, the analysis and study of the theoretical behavior of the screw type volumetric expander is presented using the mathematical model of Lemort et al. (2009), working under the conditions imposed by the proposed system. The proposed novel system “MSF/MED at high vacuum with two barometric ejector condensers, activated by solar thermal energy” implements a hybrid thermal desalination technology, consisting of an 8-stage MSF process with pressure ranges from 5.1 to 28.3 kPa (with preheating units), a 6-effect MED process with pressure ranges from 0.8 to 3.8 kPa, operating under high vacuum conditions. Also, the use of two ejector condensers is implemented for product water extraction and adequacy. In the design condition specified in this thesis, a water production of 67.21 m³/day is achieved with an operating efficiency in the PR of 12.06 and an overall PR_{global} of 8.18. This amount of water is sufficient to supply up to 561 people when the system operates in cogenerative mode. In the trigenerative operation, a water production of 99.27 m³/day is obtained with a PR of 17.81 and an overall PR_{global} of 6.995. This amount of water is sufficient to meet the needs of up to 829 people. In addition, the cooling capacity obtained is 1224.3 kW with a COP efficiency of 3.28 and an overall COP_{global} of 10.435. This cooling capacity can supply up to 10 times the university complex at the coastal location “UABC San Felipe extension”. The electrical coverage provided by the expander in cogenerative operation is 12.03%, and in tri-generation operation, it is 3.69%. The technological proposals for the extraction and desalination adequacy subsystem configurations indicate that the “DE” and “C” configurations increase the produced water capacity by 15.84% compared to the “EC” configuration. However, the “DE” configuration shows a superior performance in PR_{global} of 11.82% compared to the “C” configuration, along with a 10.55% reduction in SEC compared to the “C” configuration and 20.74% with the “EC” configuration. In simultaneous desalination and cooling production, the “DE” and “C” configurations increase the produced water capacity by

83.4% compared to the “EC” configuration. Furthermore, when evaluating desalination performance using PR_{global} , the “DE” configuration stands out as the best option, with an improvement of 7.33% compared to “EC” and 19.08% compared to “C”. Likewise, in terms of COP and COP_{global} , the “DE” configuration is also positioned as the most efficient, showing improvements of 3.06% and 54.72% compared to “EC”, and 19.06% and 19.13% compared to “C”. After performing the technical evaluation of the proposed novel system and the configurations of the extraction subsystem and adequacy of the produced water, a technological development was achieved by increasing the efficiency, capacity and products that thermal desalination systems can offer. This allows satisfying the water, cooling and electrical energy needs of coastal communities, in addition to competing with conventional technologies available in the market.

ÍNDICE

RESUMEN	i
ABSTRACT	iii
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABLAS	xvi
NOMENCLATURA	xix
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Problemática y justificación.....	1
1.2 Antecedentes.....	6
1.2.1 Desalinización y tecnologías actuales.....	6
1.2.2 Desalinización termosolar y generación eléctrica.....	9
1.2.3 Desalinización termosolar y producción de enfriamiento.....	12
1.3 Hipótesis.....	14
1.4 Objetivos.....	14
1.4.1 General.....	14
1.4.2 Específicos.....	15
1.5 Descripción general de tesis.....	15
2. APLICACIONES DE LA ENERGÍA TERMOSOLAR EN DESALINIZACIÓN, GENERACIÓN ELÉCTRICA Y ENFRIAMIENTO: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	18
2.1 Energía solar térmica.....	18
2.1.1 Tecnologías de captación termosolar.....	21

2.2	Características del agua de mar.....	22
2.2.1	Clasificación de rangos de sólidos disueltos totales (SDT) del agua.....	23
2.2.2	Composición salina del agua de mar.....	23
2.2.3	Solubilidad de CaSO_4 en el agua de mar.....	24
2.3	Desalinización térmica.....	25
2.3.1	Energía solar y la desalinización térmica.....	26
2.3.2	Evolución histórica de la desalinización termosolar.....	27
2.3.3	Tecnologías de desalinización térmica.....	28
2.4	Sistemas de desalinización térmica y generación eléctrica.....	33
2.5	Sistemas de desalinización térmica y producción de enfriamiento.....	35
2.6	Sistemas de desalinización térmica, generación eléctrica y producción de enfriamiento..	38
2.7	Eyector.....	39
2.7.1	Principio de funcionamiento.....	40
2.7.2	Eyectores Condensadores.....	41
2.8	Columna Barométrica.....	42
3. ESTADO DEL ARTE DE LOS EQUIPOS DE EXPANSIÓN Y DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA LA REPRESENTACIÓN DE EXPANSORES		44
3.1	Introducción a los expansores.....	44
3.2	Expansores dinámicos.....	45
3.2.1	Tecnologías de expansión dinámica.....	45
3.3	Expansores volumétricos.....	46
3.3.1	Tecnologías de expansión volumétrica.....	47
3.4	Comparación de tecnologías de expansión.....	50

3.5 Modelos matemáticos de expansores.....	52
3.5.1 Modelo Semi Empírico de expansor.....	53
4. ESTUDIO DE SISTEMAS PROPUESTOS DE DESALINIZACIÓN, ENFRIAMIENTO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA	58
4.1 Descripción operativa del sistema trigenerativo MSF/MED al AV.....	58
4.2 Características principales del sistema.....	64
4.3 Metodología de estudio.....	65
4.3.1 Proceso de simulación en Aspen Plus.....	65
4.3.2 Parámetros del sistema.....	70
4.3.3 Supuestos básicos.....	71
4.3.4 Indicadores de desempeño energético del sistema.....	72
4.3.5 Validación de simulación.....	74
4.4 Análisis y discusión de resultados.....	78
4.4.1 Resultados de comportamiento operativo de los subsistemas de desalinización térmica MSF/MED, extracción y adecuación de agua, y enfriamiento del fluido motriz, en producción única de desalinización.....	78
4.4.2 Estudio operativo del sistema en operación cogenerativa.....	86
4.4.3 Estudio operativo del sistema en operación trigenerativa.....	96
4.5 Comparación de los modos operativos.....	103
5. ESTUDIO DE PROPUESTAS DE SUBSISTEMAS DE EYECTOCONDENSACIÓN BAROMÉTRICA	109
5.1 Contexto en la demanda eléctrica del sistema propuesto.	109

5.2 Subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de agua de mar (EC).....	109
5.2.1 Descripción operativa.....	110
5.2.2 Metodología de estudio.....	111
5.2.3 Indicadores de desempeño energético del sistema.....	113
5.2.4 Validación de simulación.....	115
5.2.5 Parámetros del sistema.....	117
5.3 Subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de compresor mecánico (C).....	117
5.3.1 Descripción operativa.....	118
5.3.2 Metodología de estudio.....	119
5.4 Subsistema de doble eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y agua de mar (DE).....	121
5.4.1 Descripción operativa.....	122
5.4.1 Metodología de estudio.....	123
5.5 Comparación de las propuestas tecnológicas.....	126
 6. DISEÑO Y ANÁLISIS DEL EXPANSOR PROPUESTO	 130
6.1 Estudio de comportamiento operativo de expansión dentro del subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV.....	130
6.2 Selección de equipo de expansión.....	132
6.3 Selección de modelo de expansión tipo tornillo.....	134
6.4 Validación de modelo semi empírico.....	142
6.5 Determinación de coeficientes de transferencia de calor del expansor.....	144
6.6 Modelo de expansor.....	149

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones.....152

7.2 Recomendaciones.....145

REFERENCIAS **156**

APENDICE **166**

A.1 Estudio de boquilla motriz de eyectocondensador.....166

A.2 Estudio de comparativo del comportamiento operativo del sistema trigenerativo con diferentes presiones de descarga del expansor.....170

B.1 Estudio de comparativo del comportamiento operativo del sistema trigenerativo con diferentes presiones de descarga del expansor.....174

C.1 Modelo matemático en EES.....175

LISTA DE FIGURAS

1.1	Porcentaje de capacidad instalada por tipo de tecnología 2022 en México.....	2
1.2	Impacto del incremento en la temperatura sobre la temperatura promedio anual, nivel marino y extensión de hielo marino.....	3
1.3	Grado de vulnerabilidad hídrica en México	5
1.4	Diagrama esquemático de un sistema de desalinización con un subsistema de almacenamiento y suministro de energía solar	8
1.5	Esquema de cogeneración de desalinización y generación eléctrica, activado por energía termosolar.....	10
1.6	Sistema de cogeneración mediante integración ciclo Rankine, MED y RO.....	11
2.1	Componentes de la energía solar	19
2.2	Irradiación Global horizontal (Mundial).....	20
2.3	Irradiación Global horizontal (México).....	20
2.4	Descripción de características de seguimiento, concentración y temperatura de los colectores de energía solar (Daniel, 2023)	22
2.5	Solubilidad del sulfato de calcio y temperatura de saturación de la salmuera, utilizando la ecuación reportada por H. El-Dessouky et al. (2000)	25
2.6	Diagrama esquemático de sistema de destilación solar.....	27
2.7	Diagrama esquemático del sistema de desalinización MSF (Jalihal & Venkatesan, 2019).....	29
2.8	Diagrama esquemático del sistema de desalinización MED (Jalihal & Venkatesan, 2019).....	30
2.9	Diagrama esquemático de alimentación hacia adelante (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).....	31
2.10	Diagrama esquemático de alimentación hacia atrás (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).....	31
2.11	Diagrama esquemático de alimentación en paralelo (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).....	32
2.12	Diagrama esquemático de sistema de desalinización MCV.....	33

2.13 Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/ORC (doble configuración) Baccioli et al. (2018)	34
2.14 Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/ORC Aguilar-Jiménez et al. (2020)	35
2.15 Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/LiBr-H ₂ O López-Zavala et al. (2019a) ..	36
2.16 Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED con eyectorcondensador barométrico López-Zavala et al. (2023)	37
2.17 Diagrama esquemático de sistema trigenerativo propuesto Maraver et al. (2012)	38
2.18 Diagrama esquemático de sistema trigenerativo propuesto Abdelhay et al. (2020)	39
2.19 Diagrama esquemático de eyector (Huang et al., 1999).....	40
2.20 Principio de eyectocondensador.....	41
2.21 Representación esquemática de un sistema de desalinización, utilizando un proceso de destilación con vacío natural.....	43
3.1 Tipos de equipos de expansión	44
3.2 Imágenes de turbina axial.....	45
3.3 Imagen de turbina radial.....	46
3.4 Imagen de expansor de rollo (scroll).....	48
3.5 Imagen de expansor de doble tornillo (screw).....	48
3.6 Imagen de expansor de pistón reciprocante.....	49
3.7 Imagen de expansor de paletas.....	49
3.8 Rangos de potencia de salida por las tecnologías de expansión volumétrica en la literatura.....	51
3.9 Esquema conceptual de definiciones de modelado de sistemas.....	52
3.10 Enfoques de modelización de bombas volumétricas y expansores (parámetros y términos comunes).....	53
3.11 Representación esquemática de modelo semi empírico por Lemort et al. 2009.....	54

4.1 Diagrama de subsistemas: desalinización térmica MSF/MED y enfriamiento, Expansión y generación eléctrica.....	62
4.2 Diagrama de subsistemas: extracción y adecuación de agua producto, enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera.....	63
4.3 Diagrama P-h del subsistema de extracción y adecuación de agua producto.....	64
4.4 Diagrama de metodología general y el proceso de simulación en Aspen Plus.....	66
4.5 Comportamiento operativo de generación de vapor por ebullición y por flasheo.....	79
4.6 Impacto de la variación en el calor de activación en la concentración salmuera, demanda eléctrica, flujo de alimentación y agua producto.....	80
4.7 Efecto de la variación del calor de activación en el desempeño de los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} , el SEC y la tasa recuperación.....	81
4.8 Influencia del cambio del porcentaje de flujo másico de vapor reinsertado en la concentración salmuera, demanda eléctrica, flujo de alimentación y agua producto.....	82
4.9 Influencia del cambio del porcentaje de flujo másico de vapor en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} , el SEC y la tasa recuperación	82
4.10 Efecto de la variación en el calor de activación con un porcentaje de flujo másico de vapor del 80% constante, en la concentración salmuera, demanda eléctrica, flujo de alimentación y agua producto.....	83
4.11 Impacto el cambio en el calor de activación con un porcentaje de flujo másico de vapor del 80% constante, en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} , el SEC y la tasa recuperación.....	84
4.12 Precalentamiento/calor transferido en la etapas/efectos dentro del sistema de desalinización térmica MSF/MED AV.....	87
4.13 Vapor por ebullición/flasheo generado en las etapas/efectos dentro del sistema de desalinización térmica MSF/MED AV.....	89
4.14 Efecto de la variación del calor de activación en las variables internas del subsistema de desalinización térmica.....	90
4.15 Efecto de la variación del calor de activación en la concentración de salmuera ($X_{ppm}@HX_{salm}$ y $X_{ppm}@Efecto_6$), Intercambiador de calor (HX_{salm}), flujo de salmuera y Fluido secundario (F_{SEJ1}) en cogeneración.....	92

4.16	Influencia en la variación del calor de activación en los flujos motrices (F_{mAP1} , F_{mAP2} y F_{Mar}), intercambiador de calor (HX_{Salm} y HX_{Mar}), fluido secundario (F_{sEJ1} y F_{sEJ2}) y Demanda eléctrica del sistema de bombeo (B_{AP1} , B_{AP2} y B_{Mar}) en cogeneración.....	93
4.17	Efecto en la variación del calor de activación en la potencia eléctrica, demanda eléctrica, SEC's y cobertura eléctrica, en cogeneración	94
4.18	Efecto en la variación del calor de activación en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} y tasa recuperación, en cogeneración.....	95
4.19	Efecto de la variación del calor de activación en la concentración de salmuera ($X_{ppm@HX_{salm}}$ y $X_{ppm@Efecto6}$), Intercambiador de calor (HX_{Salm}), flujo de salmuera y Fluido secundario (F_{sEJ1}) en trigeneración.....	98
4.20	Influencia en la variación del calor de activación en los flujos motrices (F_{mAP1} , F_{mAP2} y F_{Mar}), intercambiador de calor (HX_{Salm} y HX_{Mar}), fluido secundario (F_{sEJ1} y F_{sEJ2}) y Demanda eléctrica del sistema de bombeo (B_{AP1} , B_{AP2} y B_{Mar}) en trigeneración.....	99
4.21	Influencia en la variación del calor de activación en la potencia eléctrica, demanda eléctrica, SEC's y cobertura eléctrica, en trigeneración.....	100
4.22	Efecto en la variación del calor de activación en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} , RR, COP, COP_{global} , y enfriamiento, en trigeneración.....	102
4.23	Influencia en la variación del calor de activación en el agua producto, flujo de salmuera (S_{br15}), vapor de agua (S_{br15}), en co-tri/generación.....	104
5.1	Diagrama de subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de agua de mar.....	111
5.2	Diagrama de subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de compresor mecánico.....	119
5.3	Diagrama de subsistema de doble eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y agua de mar.....	123
6.1	Gráfico de tecnología de expansión son su relación de expansión, presión y calidad.....	133
6.2	Ficha de equipos de expensor de tornillo L4 MG330, L4 MG365, L4 NG260 y L4 NG450.....	137
6.3	Material de los equipos de expansión de tornillo.....	137
6.4	Eficiencia volumétrica en cada caso particular.....	141

6.5	Eficiencia mecánica en cada caso particular.....	141
6.6	Información principal utilizada para el modelo.....	142
6.7	Diagrama de resistencia térmica en la succión, descarga y carcasa.....	145
6.8	Representación gráfica de parámetros del expansor.....	147
A.1	Diagrama P-h del Subsistema de Extracción y Adecuación de Agua Producto.....	166
A.2	Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheo; para diferentes temperaturas del fluido motriz.....	167
A.3	Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheo; para diferentes presiones de entrada del fluido motriz.....	168
A.4	Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheo; para diferentes flujos del fluido motriz.....	169
A.5	Presión de descarga y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes presiones del fluido motriz.....	171
A.6	Flujo motriz y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes presiones del fluido motriz.....	172
A.7	Presión de descarga y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes flujos del fluido motriz.....	173

LISTA DE TABLAS

2.1	Clasificación de SDT en el agua.....	23
2.2	Composición típica del agua de mar con una salinidad de 36,000 ppm.....	24
3.1	Resumen de la tecnología de expansión.....	50
4.1	Componentes, bloques en aspen plus y ecuación general del sistema propuesto.....	67
4.2	Procesos del sistema propuesto en el entorno de simulación de Aspen Plus.....	69
4.3	Parámetros de operación del sistema trigenerativo MSF/MED al alto vacío.	71
4.4	Comparación de resultados operativos del estudio experimental reportador por (<i>Sağ et al., 2017</i>) y modelo de elaboración propia.....	74
4.5	Comparación de destrucción de exergía entre los resultados experimentales de (<i>Sağ et al., 2017</i>) y la simulación en Aspen Plus.....	75
4.6	Consideraciones principales y rangos de valores de los parámetros del sistema propuesto por (<i>López-Zavala et al., 2023</i>) y la simulación en Aspen Plus.....	76
4.7	Validación de simulación entre los resultados teóricos de (<i>López-Zavala et al., 2023</i>) y la simulación en Aspen Plus.....	77
4.8	Tabla comparativa de resultados de porcentajes de flujo másico de vapor reinsertado en el eyectocondensador (EJ1), del sistema MSF/MED al alto vacío.....	85
4.9	Características termodinámicas y operativa del sistema trigenerativo MSF/MED al AV.....	105
4.10	Evaluación energética del sistema trigenerativo MSF/MED al AV propuesto bajo las condiciones de diseño en operación cogenerativo.....	106
4.10	Evaluación energética del sistema trigenerativo MSF/MED al AV propuesto bajo las condiciones de diseño en operación trigenerativo.....	107
5.1	Procesos del subsistema de ECB agua de mar en el entorno de simulación de Aspen Plus.....	113
5.2	Comparación de resultados operativos del estudio experimental reportador por (<i>Sağ et al., 2017</i>) y modelo de elaboración propia.....	116
5.3	Comparación de destrucción de exergía entre los resultados experimentales de (<i>Sağ et al., 2017</i>) y la simulación en Aspen Plus.....	116
5.4	Parámetros de operación del sistema trigenerativo MSF/MED.....	117

5.5	Procesos del subsistema de ECB salmuera/compresor en el entorno de simulación de Aspen Plus.....	121
5.6	Procesos del subsistema de ECB de doble eyectocondensación en el entorno de simulación de Aspen Plus.....	125
5.7	Resultados de operación única desalinización.....	126
5.8	Resultados de operación única desalinización y enfriamiento.....	127
6.1	Propiedades termodinámicas operativas etapa y efectos.....	130
6.2	Principales parámetros para el diseño del expansor.....	131
6.3	Estado de la técnica de los expansores de rolo, tornillo y pistón.....	132
6.4	Flujo volumétrico de proveedores de equipos de tipo tornillo.....	134
6.5	Flujos volumétricos de equipos de Leistritz.....	135
6.6	Tabla comparativa de casos con propiedades termodinámicas.....	136
6.7	Volumen de barrido de equipos Leistritz.....	138
6.8	Velocidad angular de equipos Leistritz.....	138
6.9	Velocidad axial de equipos Leistritz.....	139
6.10	Flujo teórico de equipos Leistritz.....	139
6.11	Potencia mecánica de equipos Leistritz.....	140
6.12	Parámetro descriptivo del expansor.....	143
6.13	Datos de variables de entrada e información de salida.....	144
6.14	Comparativa de resultados de modelo entre W. Wang (2023) y este trabajo.....	144
6.15	Parámetros de expansor y propiedades del fluido trabajo.....	148
6.16	Parámetros de transferencia de calor del expansor.....	149
6.17	Parámetros del expansor L4 MG365 (Twin Screw).....	150
6.18	Variables de entrada para el modelo matemático.....	150
6.19	Resultados del modelo matemático y de Aspen Plus del estudio operativo.....	151
B.1	Comparativa cogenerativa (Efecto 9 y Efecto 14).....	174

B.2 Comparativa trigenerativa (Efecto 9 y Efecto 14).....	174
---	-----

NOMENCLATURA

Símbolos y abreviaciones:

T	Temperatura (°C)	EVA	Evaporador
P	Presión (kPa)	EJ	Eyectorcondensador
Q	Transferencia de calor (kW)	PH	Precalentador
m	Flujo másico (kg/s)	MSF	Destilación en múltiple etapa flash
h	Entalpía específica (kJ/kg)	MED	Destilación en múltiple efecto evaporativo
v	volumen específico (m^3)	RO	Osmosis Inversa
s	Entropía específica (kJ/kg*K)	TBT	Temperatura superior de la salmuera (°C)
Ex	Flujo de Exergía (kW)	BBT	Temperatura inferior de la salmuera (°C)
W	Potencia (kW)	NaCl	Cloruro de Sodio
Eff	Eficiencia (%)	H ₂ O	Agua
RR	Tasa de recuperación (-)	ΔT	Diferencia de temperatura (°C)
PR	Performance Ratio (-)	ΔP	Diferencia de Presión (°C)
PR _{global}	Performance Ratio global (-)	Subíndices:	
COP	Coefficient Of Performance (-)	SW	Agua de mar
COP _{global}	Coefficient Of Performance global (-)	SWT	Agua de mar de tanque
EC	Cobertura eléctrica (%)	PW	Agua producto
SEEC	Specific Electrical Energy Consumption (kWh/m^3)	i	Inicial
STEC	Specific Thermal Energy Consumption (kWh/m^3)	f	Final
SEC	Specific Energy Consumption (kWh/m^3)	Br	salmuera
GEN	Generador	mf	Fluido motriz
HX	Intercambiador de calor	sc	Cámara de succión
Cond	Condensador	m	Mezclador
SEP	Separador líquido-vapor	Number of streams	1, 2, 3...
EV	Válvula de expansión		
ST	Divisor de flujo		
Mix	Mezclador		
EXP	Expansor		
P	Bomba hidráulica		
BC	Columna barométrica		

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

“En este capítulo, presentamos las bases que sustentan el proyecto de tesis propuesto. Comenzamos describiendo el paradigma actual en cuanto a la demanda de energía eléctrica a nivel nacional, centrándonos en la entidad de Baja California. Investigamos las razones detrás del creciente consumo de servicios como agua potable, energía eléctrica y aire acondicionado (A/C). Estos consumos excesivos e insostenibles plantean problemas ambientales y sociales. Posteriormente, analizamos los antecedentes tecnológicos relevantes para formular hipótesis y objetivos que justifiquen el estudio, desarrollo y propuesta de nuevas tecnologías capaces de mitigar esta problemática.”

1.1 Problemática y justificación

La obtención de energía ha sido una de las actividades primordiales del ser humano. Transformar la materia para obtener energía, en sus diversas manifestaciones, ha representado una ventaja crucial en el desarrollo de las sociedades humanas. Entre estas manifestaciones, destaca la energía eléctrica, cuyos beneficios se reflejan en nuestros hogares, medios de transporte, comercios e industrias en general. La energía eléctrica es, sin duda, la forma de energía con mayor impacto en el goce y la calidad de vida adecuada.

En la actualidad, se ha alcanzado un alto nivel de desarrollo tecnológico en diversas fuentes de generación de energía eléctrica. Estas incluyen los recursos fósiles, el gas natural, la energía hidráulica, la biomasa, la geotérmica, la nuclear, la eólica y la solar, siendo estas las principales impulsoras del sustento energético del planeta. Sin embargo, las matrices energéticas actuales de varios países están influenciadas por la revolución industrial (1870-1914), durante la cual la explotación de petróleo se convirtió en la actividad principal debido al potencial energético que ofrecen los combustibles fósiles para el accionamiento de medios de transporte y la generación de energía eléctrica, entre otros usos.

La gran demanda de energía surgió durante la Primera Guerra Mundial, y los combustibles fósiles se convirtieron en la cúspide de la innovación tecnológica en ese momento. A pesar de los años transcurridos hasta la actualidad, en México aún no se ha dado un paso significativo en la transición hacia fuentes alternativas y limpias para la generación eléctrica, persistiendo una marcada dependencia de los combustibles fósiles para este fin **(De Energía, s. f.) (Fig. 1.1)**.

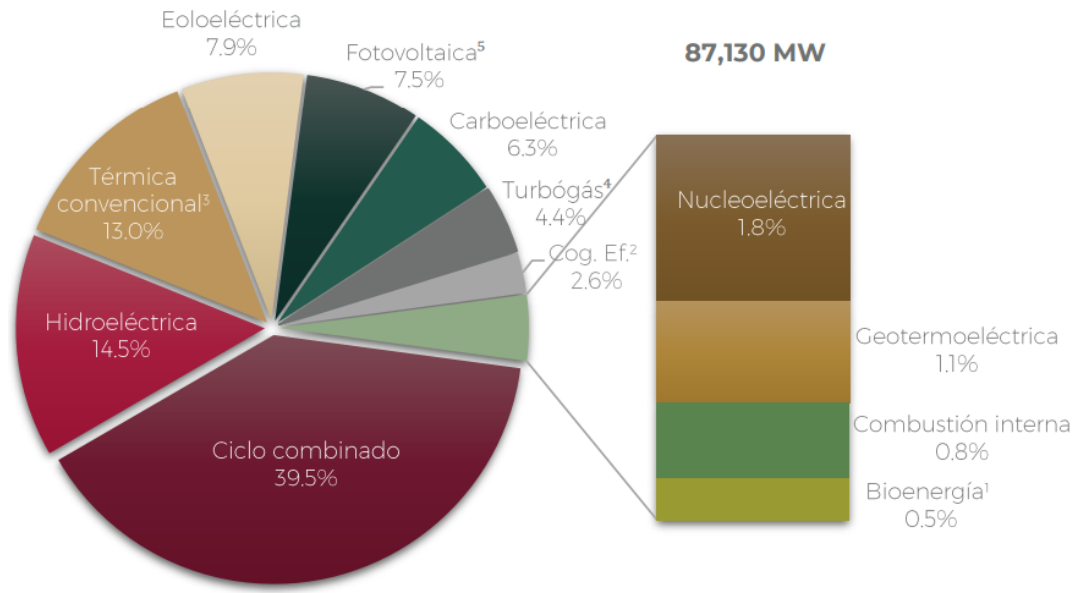


Figura 1.1.- Porcentaje de capacidad instalada por tipo de tecnología 2022 en México.

Los recursos utilizados para la generación eléctrica se dividen en dos categorías: renovables y no renovables. Actualmente, el 66.6% de la energía eléctrica se genera a partir de recursos no renovables, lo que incluye las centrales termoeléctricas, hidrocarburos, carboeléctricas y nucleoeléctricas. Por otro lado, el 23.4% restante proviene de recursos renovables, como las centrales hidroeléctricas, geotermoeléctricas y eólicas.

En el caso de la entidad de Baja California, las principales tecnologías de generación de energía eléctrica son: combustión interna (<1%), solar fotovoltaica (1.4%), ciclo combinado (72.06%), geotérmica (17.37%) y turbogás (9.13%) **(De Energía, s. f.)**. Cabe destacar que las tecnologías de ciclo combinado y geotermoeléctricas representan el sostén energético del estado.

Los ciclos combinados emplean gas natural como combustible, lo que resulta en la emisión de varios gases de escape, principalmente CO₂. Aunque las industrias manufactureras producen

cantidades mayores de CO₂, las emisiones de CO₂ de los ciclos combinados se equiparan a las del sector transporte, generando millones de toneladas de CO₂ y también emitiendo metano (CH₄). Estos gases forman parte de los gases de efecto invernadero (GEI), los cuales contribuyen al aumento de la temperatura media del planeta.

Se estima que el promedio global de la temperatura combinada de la superficie y el océano ha aumentado en un rango de -1 a 0.2°C durante el período 1850-2012, según el **Groupe d'experts intergouvernemental climat et al., c. 2015 (Fig. 1.2)**.

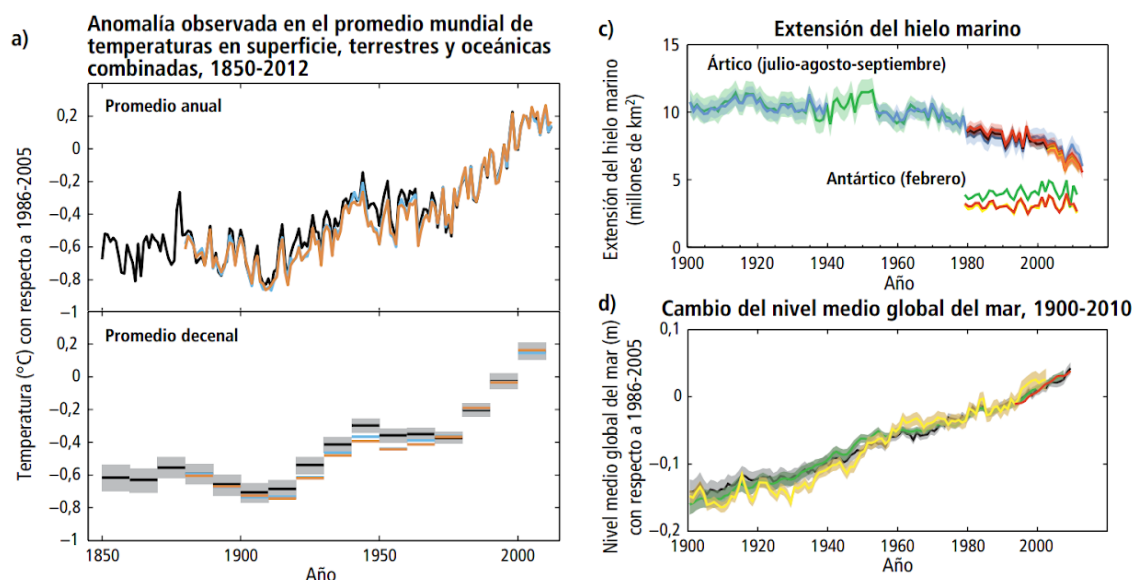


Figura 1.2.- Impacto del incremento en la temperatura sobre la temperatura promedio anual, nivel marino y extensión de hielo marino.

Aunque se ha progresado en el uso de energías limpias para la generación eléctrica, gran parte del sector energético aún no ha transitado hacia estas fuentes, como está previsto en el nuevo esquema energético que apunta a alcanzar una capacidad instalada nacional total de energías limpias del 35% para el año 2024 (**Sistema Nacional, s/f**). El aumento exponencial de la demanda energética se atribuye al crecimiento poblacional. En 1990, el consumo de electricidad en México era de 99.5 TWh, y según la Agencia Internacional de Energía (IEA, 2020), para 2020 ascendió a 307.5 TWh, un incremento del 309% para satisfacer las necesidades de una población de 128.9 millones de habitantes (**INEGI, 2020**).

En Baja California Norte, la capacidad instalada de generación es de poco más de 3,000 MW, tanto en el sector público como en el privado. En el sector público, las plantas Cerro Prieto (1,300 MW) y La Rosita (500 MW) suman el 60% de la capacidad total instalada. En el sector privado, las principales plantas son La Rosita (600 MW) y la central eléctrica Sempra Energy (600 MW) (Muñoz et al., 2012).

Según estimaciones de Elvira et al. (2012), se prevé que la demanda bruta de energía eléctrica en Baja California aumentará a una tasa media de crecimiento anual del 3.7%, pasando de 12,280 GW en 2009 a 21,649 GW en 2025. Este incremento presenta un desafío, ya que la capacidad instalada no sigue el mismo ritmo de crecimiento. Esto genera complicaciones en el consumo per cápita de energía eléctrica durante el verano, cuando la demanda se triplica en comparación con el invierno, debido a la alta demanda eléctrica por parte de los equipos de aire acondicionado en las regiones desérticas y áridas (22 Ayuntamiento de Mexicali, 2018). El déficit energético de Baja California durante el verano es de 600 MW. La Comisión Federal de Electricidad (CFE) ha optado por la compra de energía a Estados Unidos y la renta temporal de sistemas de generación de energía eléctrica a empresas privadas como medidas correctivas ante déficit energético. Sin embargo, estas acciones no son económicamente viables debido al alto costo de transmisión e infraestructura necesaria.

En Baja California, existen comunidades apartadas de la red eléctrica nacional que no tienen acceso a la energía eléctrica. Esto provoca carencias en áreas como educación, salud, servicios básicos y vivienda, reduciendo la calidad de vida de los habitantes de la comunidad. Convirtiéndolos en dependientes de uso generadores para satisfacer sus necesidades energéticas, lo que implica un costo adicional para los residentes, quienes deben adquirir o alquilar estos equipos y comprar combustible fósil para su funcionamiento.

Un desafío adicional que enfrentan estas comunidades aisladas es la escasez de recursos hídricos, la cual es causada por diversos factores como el aumento en la demanda debido al crecimiento de la población y la ubicación geográfica. En México, el suministro de agua para el abastecimiento público no ha alcanzado una cobertura total en el país, ya que no toda la población tiene acceso al agua o recibe un suministro diario insuficiente. Según la CONAGUA, en 2015 la cobertura de agua potable en el país era del 92.5%, pero del total, el 95% se destinaba a zonas urbanas, dejando solo el restante para las áreas rurales, que suelen estar alejadas de los centros urbanos. Además,

cerca del 50% del agua potable en las zonas rurales se pierde debido a fugas en las redes de distribución, lo que ocasiona escasez de suministro en algunas zonas aisladas. Esto a su vez genera problemas como enfermedades, malnutrición, pérdidas de cosechas e inseguridad alimentaria (Cordova, 2018).

No podemos ignorar los efectos negativos causados por los gases de efecto invernadero (GEI) que afecta tanto a las zonas urbanas como rurales. Estos efectos se reflejan en la vulnerabilidad social, que afecta directamente a estas comunidades y las afectará aún más en el futuro. El concepto de vulnerabilidad social abarca múltiples disciplinas como sociología, economía y ciencias políticas, entre otras. Es un tema urgente que requiere atención, especialmente porque instituciones como CONAGUA, SEMARNAT e IMTA han pronosticado efectos directos del cambio climático. Se espera una disminución en el acceso a bienes, servicios y oportunidades, lo que impactará el bienestar de los hogares y las posibilidades económicas ofrecidas por un mercado establecido. Además, debemos considerar los desastres naturales asociados al cambio climático y la escasez de recursos hídricos en diversas regiones marginadas de nuestro país (Arreguín C. et al., 2015) (Fig. 1.3).

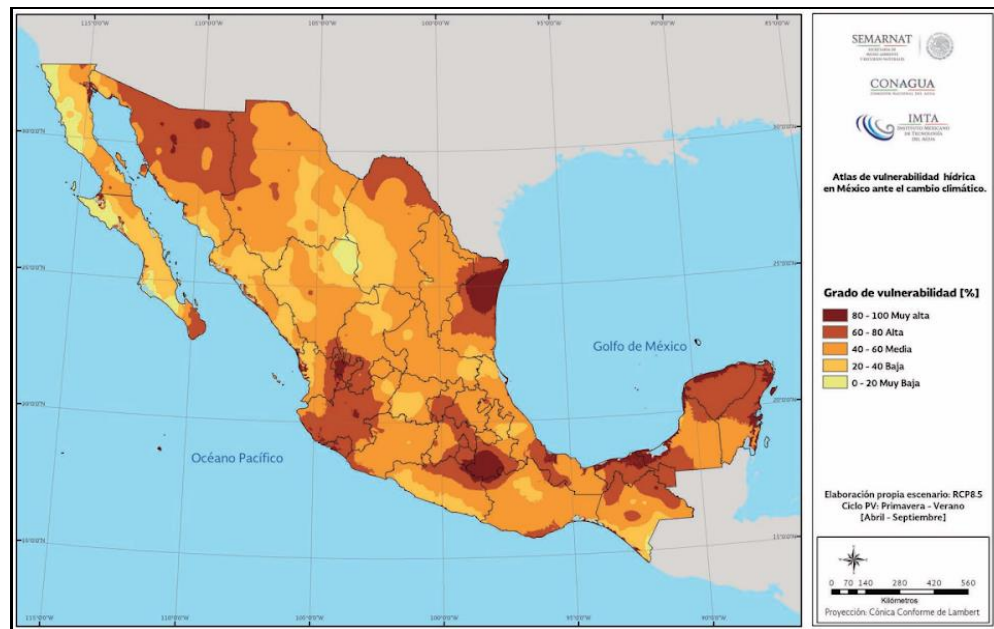


Figura 1.3.- Grado de vulnerabilidad hídrica en México.

Los esfuerzos para mitigar la rapidez del cambio climático han sido útiles y efectivos hasta cierto punto, pero aún no son suficientes. Por este motivo, en esta tesis se propone el desarrollo tecnológico de un sistema trigenerativo que ofrezca los productos de agua desalinizada, enfriamiento y energía eléctrica. Estos productos son especialmente pertinentes debido a su urgencia y a la innovación en tecnologías que aprovechan nuestros recursos naturales para abordar las necesidades de las comunidades aisladas, como la escasez de agua, la demanda energética y los sistemas de aire acondicionado.

1.2 Antecedentes

Durante las últimas décadas, hemos presenciado un aumento constante en el consumo de recursos naturales, en paralelo con el crecimiento de la población global y la correspondiente demanda de estos recursos. Tanto el bienestar público como el privado dependen en gran medida de un mayor consumo de recursos naturales, especialmente de agua y energía, que son fundamentales para la vida y el progreso económico de las sociedades.

Para abordar esta situación, es crucial el desarrollar de sistemas que brinden múltiples servicios simultáneamente, como electricidad y climatización de espacios, agua desalinizada, ofrece una solución para abordar las problemáticas mencionadas. Un manejo eficiente de la energía para activar estos sistemas conlleva ahorros en el consumo energético, reducción de costos operativos y un enfoque ambientalmente sostenible ([Jana et al., 2017](#); [Manesh & Onishi, 2021](#)).

1.2.1 Desalinización y tecnologías actuales

Aunque el planeta Tierra está compuesto en un 97% de agua ([Chandrashekara & Yadav, 2017](#)), el manejo inadecuado y la explotación descontrolada pronostican un déficit hídrico del 40% a nivel global para el año 2030 ([Ríos-Arriola et al., 2022](#)). Por lo tanto, el enfoque global en los avances tecnológicos relacionados con la desalinización ha aumentado significativamente entre 2005 y 2015 ([Papapetrou et al., 2017](#)). Estos avances se reflejan en desarrollo y mejoras de las tecnologías de desalinización actuales, que incluyen la Destilación por múltiple efecto evaporativo

(MED), osmosis inversa (RO), Destilación múltiple etapa flash (MSF), la electrodiálisis (ED) y otros métodos (Schliephake, 2005).

Estos sistemas representan una solución crucial para abordar los retos globales de escasez de agua, siendo más eficientes energéticamente que los métodos tradicionales. Además, el desarrollo tecnológico actual se enfoca en reducir aún más la temperatura de la salmuera, lo que contribuye a un uso más sostenible de la energía en estos sistemas.

Por lo que, la desalinización térmica se presenta como solución a los retos a nivel mundial de escasez de agua. Los sistemas MSF y MED representan el 21% y el 7%, respectivamente, de las plantas de desalinización instaladas a nivel global (Abdelkareem et al., 2018). Los sistemas MED requieren un menor consumo de energía térmica para calentar el agua de activación y se consideran más eficientes energéticamente que el proceso de desalinización MSF (Al-Mutaz & Wazeer, 2014). El desarrollo tecnológico de los sistemas de desalinización MED en la actualidad se ha centrado en estudios que han reducido la temperatura superior de la salmuera (TBT) por debajo de 70°C en los sistemas MED, lo que se denomina como LT-MED. Una baja temperatura en la TBT no solo ayuda a reducir problemas de incrustación y corrosión, sino que también disminuye el consumo de energía de dichos sistemas (Xue et al., 2018). El costo operativo y de inversión inicial elevan alto su costo económico y su tiempo de retorno de inversión, dando por consecuencia que sólo el 7% de 16,000 plantas desalinizadoras a nivel mundial sean de sistema MED (Jones et al., 2019). Por consiguiente, se ha investigado y propuesto la integración de las plantas de desalación a sistemas de generación de energía eléctrica, sistemas de enfriamiento o calefacción, con el fin de reducción de gastos en servicios energéticos para la puesta en marcha de estos sistemas de desalinización y mejorar la viabilidad tecno económica de estos sistemas.

En los estudios realizados por Aly (1995), se propuso un sistema híbrido de desalinización y enfriamiento, el cual consiste en un sistema MED de 20 efectos enlazado con un sistema de absorción LiBr-H₂O. Es importante señalar que este sistema no produce enfriamiento. Dentro de este estudio, se amplió el rango de temperatura del sistema desde una TBT de 63°C hasta una temperatura inferior en la salmuera (BBT) de 6 °C. Esto se logró extrayendo el vapor de baja temperatura del último efecto del sistema MED y dirigiéndolo hacia la cámara del evaporador del sistema de absorción de un solo efecto para su condensación. Estos avances resultaron en un nuevo

récord en la BBT, una reducción en el costo de producción de agua, un Performance Ratio del 14.2 y un GOR del 14.8.

Estos resultados han despertado interés en la comunidad científica, lo que ha llevado a la realización de más estudios, como los llevados a cabo por [Thu et al. \(2013\)](#), [Shahzad et al. \(2014\)](#) y [Saren et al. \(2022\)](#), quienes han propuesto tecnologías de hibridación MED – AD (Ciclo de adsorción). Estas tecnologías amplían el intervalo de temperatura entre el primer y el último efecto del sistema, logrando reducir la temperatura inferior en la salmuera (BBT) a 5°C. Como resultado, se ha observado un aumento en la capacidad de agua producida y una reducción en el consumo de energía específica (SEC), en comparación con las temperaturas de BBT convencionales de 35 a 40 °C.

La investigación realizada por [El-Nashar \(1993\)](#) ha contribuido al desarrollo tecnológico en los diseños de campos solares para plantas de desalinización, así como a la eficiencia del intercambio de calor proveniente de los colectores solares planos hacia los evaporadores dentro de las cámaras de desalinización. Esto ha resultado en una reducción significativa de los gastos de operación. Antes de la implementación de los colectores solares, el costo de producción de agua era de 4.77 \$/m³, mientras que con el uso de la energía solar este costo se reduce a 3.03 \$/m³ (Figura 1.4).

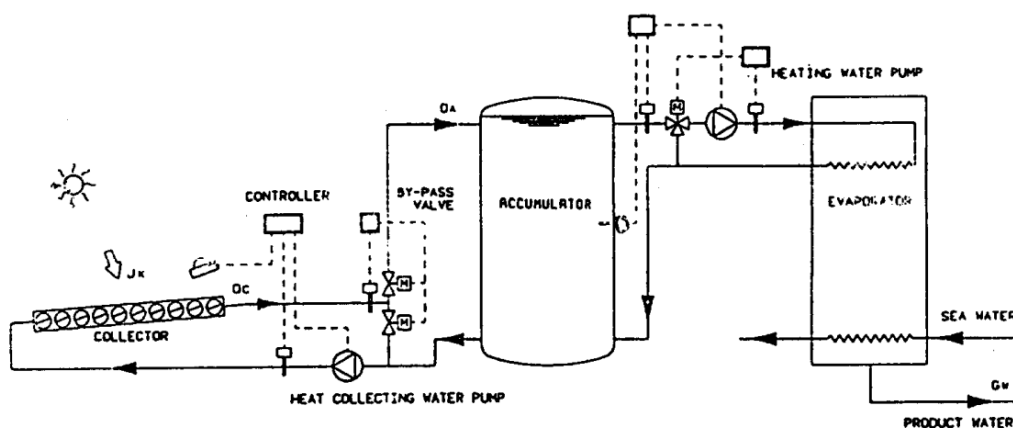


Figura 1.4.- Diagrama esquemático de un sistema de desalinización con un subsistema de almacenamiento y suministro de energía solar.

El estudio realizado por [Casares C. \(2021\)](#) sobre el sistema de desalinización MED analizó diferentes condiciones operativas de la MED convencional, lo que condujo al desarrollo de

novedosas formas de operar el MED convencional. Las innovaciones tecnológicas evaluadas fueron la MED al alto vacío, la hibridación del proceso de desalinización MSF/MED al alto vacío y la MED con baja temperatura de activación. Los resultados indicaron que las propuestas tecnológicas de MED al Alto Vacío con Baja temperatura de activación y MSF/MED Alto Vacío mostraron las mayores mejoras en capacidad de desalinización y desempeño operativo.

Estas tecnologías mencionadas expanden la cascada de presión y temperatura desde una TBT de 68°C hasta una BBT de 4°C, en comparación con los sistemas convencionales. Además, emplean un proceso de eyectocondensación barométrica que permite la condensación de vapor frío a la salida del último efecto del sistema MED y mantiene un alto vacío en el sistema.

1.2.2 Desalinización termosolar y generación eléctrica

Por otra parte, las investigaciones acerca de la hibridación de los sistemas de desalinización MED no solo se ha centrado en mejorar su capacidad de producción y ampliar el rango de temperatura operativa. Existen numerosos artículos que abordan la integración de sistemas de desalinización MED, ciclo Rankine convencional u orgánico, turbinas de gas y ciclos combinados para la producción simultánea de agua desalinizada y energía eléctrica, beneficiando el desempeño de ambos sistemas.

En la literatura, se han abordado las prácticas más comunes de integración de los procesos de generación de potencia de vapor o ciclos combinados con sistemas de desalinización térmica MED o MSF, como lo señalan [Darwish et al. \(2015\)](#). Además, el estudio de [Gunzbourg y Larger \(1999\)](#) muestra los beneficios del empleo de sistemas cogenerativos desalinización/energía eléctrica. El sistema propuesto consiste en una turbina de gas, un sistema MED y una bomba de calor LiBr-H₂O. Este sistema logró una reducción significativa en el costo de producción de agua desalinizada y un consumo específico de energía térmica de 35 kWh/m³, compitiendo así con la tecnología de ósmosis inversa para la producción de agua potable.

El uso de las tecnologías de concentración solar presentan una buena sinergia al trabajar los ciclos de potencia en conjunto de la desalinización térmica, ya que, al trabajar la producción de electricidad y de agua simultáneamente, reducimos el costo de infraestructura de dos planta

(desalinización y electricidad) al operar en cogeneración, adaptando una planta de desalinización térmica a una cogenerativa al acoplar una turbina de contrapresión al expandir el vapor a una condición establecida para transferir la energía térmica a mecánica. Y el calor residual es suministrado a un proceso de desalinización térmico o eléctrico (**Fig. 1.5**), Fue un proyecto presentado por **A. Kazmerski en 2011**.

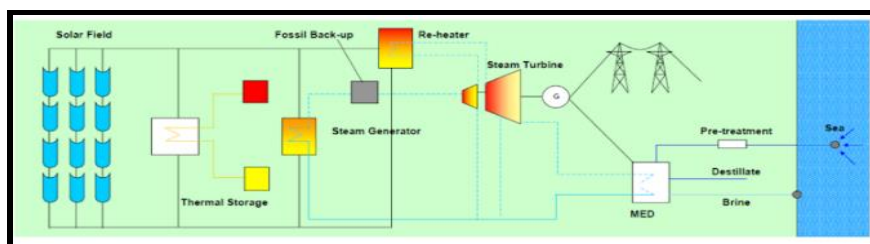


Figura 1.5.- Esquema de cogeneración de desalinización y generación eléctrica, activado por energía termosolar.

Lograr una generación efectiva de vapor dentro de los absorbedores de los colectores solares es considerada la opción tecnológica más atractiva para conseguir una reducción de coste de consumo de energía térmica. El trabajo de investigación (**Zarza, 2003**) dentro de la Plataforma Solar de Almería (PSA) demostró la viabilidad técnica del proceso de generación de vapor para precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento en los colectores cilindro parabólicos para la comercialización de plantas solares, con el fin de alimentar plantas de cogeneración antes descritas.

Investigaciones realizadas con el sesgo del uso eficiente de la energía dentro de los sistemas de desalinización, se realizaron estudios acerca del acoplamiento de turbinas, con el fin de la producción de energía eléctrica y/o control de propiedades termodinámicas del fluido dentro del sistema. La incorporación de un ciclo Rankine dentro de un sistema de desalinización MED y RO, con la integración de colectores solares para captación de energía térmica para la activación del ciclo principal (Rankine), El tema de investigación por parte de (**Ortega-Delgado et al., 2016**) fue el estudio de un sistema cogenerativo Rankine (ciclo principal) con MED/RO activado energía termosolar. Los resultados fueron favorables en los sistemas de desalinización estudiados MED y RO, donde el costo de consumo eléctrico y térmico disminuyeron, como consecuencia un bajo costo por unidad de volumen de agua producto (**Fig. 1.6**).

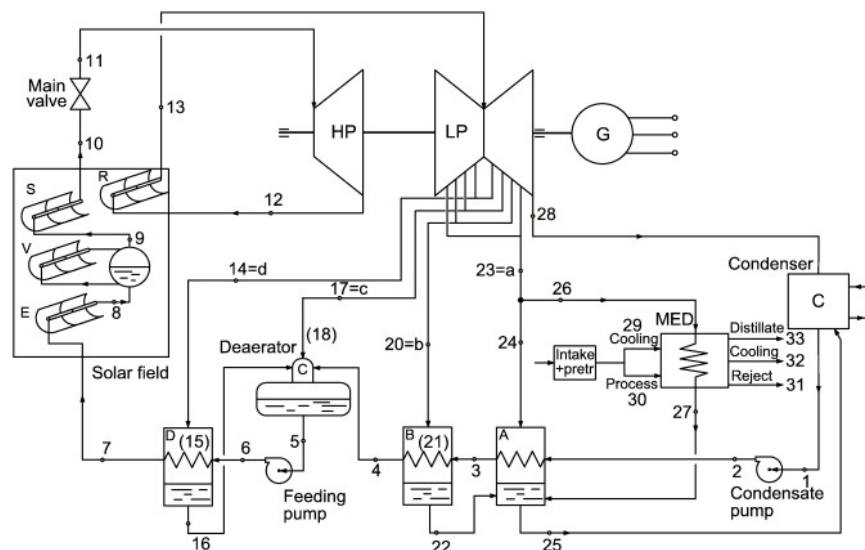


Figura 1.6.- Sistema de cogeneración mediante integración ciclo Rankine, MED y RO.

El departamento de estudio y desarrollo de la Plataforma Solar de Almería (PSA), en 2010 trabajaron en la línea de investigación de duración de un año, sobre los sistemas de desalinización y una unidad de generación eléctrica activada con energía termosolar operando bajo las condiciones geográficas de Almería, España. Realizando múltiples estudios tecno-económicos en distintos lugares con diferentes condiciones de entorno. Los resultados muestran que la combinación con LT-MED es más eficiente termodinámicamente que con Thermal Vapor Compresor-MED (TVC-MED). Además, la planta de con unidad de generación junto con TVC-MED es más rentable que los procesos independientes porque requiere un campo solar más pequeño. Los resultados obtenidos en el escenario hipotético propuesto, la planta cogenerativa tuvo una producción anual de electricidad y agua dulce de 150.663,2 MWh y 1.505.725 m³, respectivamente. Estas cantidades serían suficientes para abastecer de electricidad a 37.66 hogares y de agua potable a 27.501 habitantes ([Ortega-Delgado et al., 2018](#)).

El estudio realizado por [Baccioli et al. \(2018\)](#) propone la implementación de la recuperación de calor residual de un proceso industrial en un sistema ORC y su influencia en la activación de los sistemas de MED. Presenta dos configuraciones de integración energética en el primer efecto del sistema MED. En la primera configuración, el calor residual pasa primero por el evaporador del ORC, y la energía restante se utiliza para activar el sistema MED. En la segunda configuración, todo el calor residual se suministra al evaporador; luego, el calor de condensación del ORC se

utiliza para activar el primer efecto del sistema MED. En todos los casos, se observa un mejor rendimiento según la segunda ley, siendo la primera configuración la más eficiente.

La propuesta de realizar la activación ORC por medio del vapor generado en el primer efecto de un sistema MED, fue planteada por [Aguilar-Jiménez et al. \(2020\)](#). En este estudio, presentan la viabilidad técnica del suministro de energía térmica para la integración energética entre el evaporador del ciclo de ORC y el primer efecto del sistema MED. En este análisis se estudió el efecto de la generación eléctrica en la eficiencia y el área de transferencia de calor total del sistema MED. Como resultado, se obtuvo un incremento en la capacidad de agua producto para 20, 30, 40 y 50 kW de generación eléctrica del sistema MED/ORC, así como un aumento en el Performance Ratio (PR) del 8.8, 13, 17.65 y 22% respectivamente.

1.2.3 Desalinización termosolar y producción de enfriamiento

La producción simultánea de agua desalinizada y enfriamiento, ha sido estudiada por diversos autores. Las propuestas de hibridación de dos tecnologías: ciclos de absorción bomba de calor o enfriamiento y sistemas de desalinización MED, han sido de las más populares en la literatura ([Aly, 1995](#)); ([Gude & Nirmalakhandan, 2008](#)); ([Abdulrahim & Darwish, 2014](#)); ([Alelyani et al., 2017](#)).

Los ciclos de absorción abiertos, que integran un sistema de desalinización, han sido objeto de estudio por [López-Zavala et al. \(2019\)](#). En su investigación, presentan un sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O acoplado a un sistema de desalinización Flash de simple efecto, activado mediante energía termosolar. Durante el análisis paramétrico, se evaluó el impacto de la variabilidad del recurso solar y el uso de calor auxiliar. Los resultados indican que, bajo las condiciones de diseño, este sistema puede producir 838 l/día y tiene una capacidad de enfriamiento de 23 kW. Por otro lado, [López-Zavala et al. \(2019a\)](#) también presentan en el mismo año una propuesta tecnológica que acopla dos subprocesos: (1) Desalinización FLASH/MED de 14 efectos y (2) Enfriamiento por absorción LiBr-H₂O. Este sistema se destaca por la integración energética y de masa entre ambos subprocesos, lo que resulta en un aumento significativo en la capacidad de enfriamiento y producción de agua fresca. Al utilizar una válvula de expansión en el agua producto y ser empleada como fluido refrigerante, la capacidad de enfriamiento se eleva a 2,012 kW, con

un Coeficiente de desempeño (COP) de 6.15. Además, se logra una producción diaria de 73,569 litros de agua producto, con una Tasa de Recuperación (RR) del 0.56 y un PR de 6.63.

Finalmente, **López-Zavala et al. (2023)** presentan un estudio sobre el comportamiento operativo de un novedoso sistema de desalinización MED de 14 efectos, que produce agua fresca y enfriamiento de manera simultánea. El proceso de enfriamiento se logra mediante una expansión abrupta del agua producto a una temperatura de saturación de 4°C, en la salida del último efecto del sistema MED. Después de producir el efecto frigorífico en el evaporador, el agua producto cambia su estado a vapor frío. La condensación de este vapor frío se lleva a cabo mediante un aumento en la presión dentro del eyectocondensador barométrico. Los resultados del estudio paramétrico indican una producción de agua fresca de 74,736 L/día, con un PR de 11.96 y un RR del 0.53. Por otro lado, la capacidad de enfriamiento alcanza los 2,043 kW, con un COP de 4.7. Además, proponen un indicador global de desempeño que evalúa la producción simultánea de agua fresca y enfriamiento, reportando un Coeficiente de desempeño global (COP_{global}) de 9.325.

Como resultado de la revisión del estado del arte, este trabajo presenta y hace estudio sobre la factibilidad técnica de un novedoso sistema de desalinización híbrido MSF/MED al alto vacío para producción simultánea de agua, enfriamiento y energía eléctrica, utilizando dos eyectocondensadores barométricos. El subsistema híbrido de desalinización MSF/MED y enfriamiento propuesto integra en masa y energéticamente dos principios de desalinización, MSF (8 etapas) y MED (6 efectos).

El proceso de desalinización opera con un límite superior de temperatura en la salmuera (TBT) de 68°C. Además, se amplía el intervalo de presión entre las etapas y efectos hasta alcanzar una temperatura inferior en la salmuera (BBT) de 4°C en el sexto efecto. En esta configuración, se eliminan los precalentadores en la sección correspondiente al sistema MED, lo que permite utilizar todo el vapor generado en los efectos posteriores. La corriente de agua producto a 4°C que se encuentra a salida del último efecto MED, es utilizada para producir el efecto frigorífico. En lugar del condensador convencional que normalmente se encuentra en el último efecto, se utiliza un proceso de condensación con dos eyectocondensadores barométricos. Estos eyectocondensadores extraen y adecuan el vapor frío para obtención de agua como producto final.

Además, se acopla un subsistema de expansión-generación eléctrica al subsistema de desalinización térmica. Este subsistema extrae una fracción del flujo másico de la primera etapa flash y lo emplea como fluido de trabajo para la generación eléctrica destinada a satisfacer la demanda eléctrica del sistema. Cabe mencionar, que el vapor expandido es posteriormente reinsertado dentro del primer efecto MED del subsistema de desalinización térmica.

El sistema trigenerativo propuesto introduce una tecnología novedosa que combina la producción de agua fresca, enfriamiento y energía eléctrica de manera simultánea. Sus ventajas incluyen; la reducción de componentes al eliminar los precalentadores de agua de mar en la sección del sistema MED y no acoplar un sistema de absorción para proporcionar el enfriamiento. Además, el acoplamiento del expansor y el subsistema híbrido de desalinización y enfriamiento tiene como objetivo aumentar la capacidad y eficiencia de desalinización y enfriamiento, compitiendo con los equipos y tendencias actuales en el mercado.

1.3 Hipótesis

Es posible utilizar parte del vapor generado en el primer efecto del sistema de desalinización MED al alto vacío con eyectocondensación, para la activación de un expansor, y reintegrar el vapor a la salida del expansor de vuelta al sistema MED, esto con el fin de diseñar un expansor de alta eficiencia que permita añadir generación de energía eléctrica a los servicios que ofrece el sistema, sin descuidar la producción de agua desalinizada y de enfriamiento.

1.4 Objetivos

1.4.1 General

Proponer, estudiar y desarrollar un sistema que provea agua desalinizada, enfriamiento y energía eléctrica, utilizando la tecnología de desalinización MED al alto vacío con eyectocondensación, operando bajo condiciones óptimas determinadas por un estudio teórico. Además, se propondrá y estudiará un expansor-generador, enlazado al primer efecto del sistema MED, buscando alcanzar

una alta eficiencia en su funcionamiento y empleando energía termosolar como fuente de activación.

1.4.2 Específicos

- Investigar el estado del arte de las tecnologías trigenerativas para la producción de agua desalinizada, electricidad y enfriamiento.
- Estudiar el estado del arte de las máquinas de expansión y generación eléctrica.
- Estudiar la factibilidad técnica del acoplamiento de un expansor-generador a un sistema MED con el fin de aprovechar los distintos niveles de presión en los efectos, para la producción de energía eléctrica, mediante el uso del software Aspen Plus.
- Realizar estudios de sensibilidad para determinación de las condiciones óptimas de operación del sistema MED al alto vacío con eyectocondensación, al incorporar un expansor entre sus efectos.
- Desarrollar las características técnicas y de diseño del expansor con base en estudios previos de expansores dentro de sistemas generativos.
- Comparar los resultados de comportamiento del expansor propuesto en el sistema trigenerativo contra otros sistemas trigenerativos equiparables.

1.5 Descripción general de tesis

Capítulo 1: En este capítulo se presenta el planteamiento general de las bases que sustentan al proyecto de tesis propuesto. Se inicia con la descripción del paradigma actual sobre la demanda de energía eléctrica, dentro del panorama nacional, y culminando con la entidad de Baja California. Se investigan los motivos del creciente consumo de los servicios de agua potable, energía eléctrica y aire acondicionado, los cuales conllevan a un problema ambiental y social por su uso desmedido, y posterior a dicha problemática, se realiza una investigación de los antecedentes que clarifiquen los avances tecnológicos relevantes actuales, con el fin de formular un planteamiento de hipótesis y objetivos, los cuales justifique el estudio, desarrollo y propuesta de nuevas tecnologías que logren mitigar la problemática a analizar.

Capítulo 2: Se realiza una revisión de la literatura con el propósito de establecer los principios fundamentales relacionados con la energía solar térmica, los sistemas de captación y sus aplicaciones. Por otra parte, se exponen los fundamentos de la desalinización y la información sobre la composición salina y solubilidad del CaSO_4 presente en el agua de mar. Además, se ilustra el estado del arte de las tecnologías de desalinización termosolar y su integración dentro de sistemas cogenerativos y trigenerativos para la producción simultánea de enfriamiento y generación eléctrica.

Capítulo 3: Se presenta la revisión en literatura del estado del arte y estado de la técnica de los expansores, además de los modelos matemáticos empleados para el análisis del comportamiento operativo de estos equipos. Se indica el modelo matemático empleado para el análisis y descripción del comportamiento operativo del expansor volumétrico seleccionado.

Capítulo 4: En este capítulo se presenta el desarrollo teórico de la propuesta tecnológica del sistema trigenerativo planteado en este proyecto de tesis. Se describe la estructura física y operativa del sistema trigenerativo propuesto, se valida la simulación realizada en el software Aspen Plus de los procesos del sistema propuesto, se explica la metodología de estudio empleada para los estudios de sensibilidad y factibilidad técnica, y se analizan los resultados de las simulaciones en operación de producción única de desalinización, así como en los modos cogenerativo y trigenerativo.

Capítulo 5: Se realiza un estudio teórico de simulación utilizando el software Aspen Plus para evaluar las siguientes propuestas tecnológicas del subsistema de eyectocondensación: EC, C y DE. En este estudio, se describe operativamente cada configuración y se analizan los resultados de las simulaciones. Posteriormente, se lleva a cabo un estudio comparativo de las propuestas tecnológicas para seleccionar la configuración más destacada que se implementará en el sistema trigenerativo propuesto en este proyecto.

Capítulo 6: En este capítulo se presenta el estudio del comportamiento operativo que debe cumplir el expansor bajo dos condiciones de expansión propuestas (1 efecto y 6 efecto). Asimismo, se realiza un comparativo entre las tecnologías de expansión para determinar el tipo de expansor y el modelo comercial más adecuado para este fin. Se valida el modelo semiempírico en EES, para

el estudio del desempeño operativo del expansor y se utiliza este modelo para analizar los resultados operativos del expansor bajo una condición de operación propuesta.

Capítulo 7: En este capítulo se presentan las conclusiones generales de las tecnologías propuestas, basadas en los resultados obtenidos en los capítulos 4, 5 y 6. Se ofrecen recomendaciones para la operación del sistema trigenerativo, fundamentadas en los resultados de los estudios de sensibilidad y factibilidad realizados. Finalmente, se plantean ideas para mejorar la factibilidad técnica de la tecnología desarrollada este proyecto, así como recomendación de estudios avanzados en el desarrollo de expansores en operación con vapor de agua al alto vacío.

CAPÍTULO 2

“APLICACIONES DE LA ENERGÍA TERMOSOLAR EN DESALINIZACIÓN, GENERACIÓN ELÉCTRICA Y ENFRIAMIENTO: FUNDAMENTOS TEÓRICOS”

“Se realiza una revisión de la literatura con el propósito de establecer los principios fundamentales relacionados con la energía solar térmica, los sistemas de captación y sus aplicaciones. Por otra parte, se exponen los fundamentos de la desalinización y la información sobre la composición salina y solubilidad del CaSO_4 presente en el agua de mar. Además, se ilustra el estado del arte de las tecnologías de desalinización termosolar y su integración dentro de sistemas cogenerativos y trigenerativos para la producción simultánea de enfriamiento y generación eléctrica.”

2.1 Energía solar térmica

El planeta Tierra órbita alrededor de una estrella, el Sol. La energía necesaria para sustentar los procesos vitales en nuestro planeta proviene precisamente de esta fuente de energía.

La energía radiante del Sol proviene de un proceso en el que cuatro moléculas de hidrógeno se fusionan para formar una molécula de helio. Durante esta fusión de átomos de hidrógeno, se produce una pérdida de masa en la estrella, aproximadamente 4.3 millones de toneladas por segundo. Esta transformación resulta en una liberación de energía que se propaga desde el núcleo hasta la fotosfera, alcanzando una potencia de alrededor de 3.845×10^{26} W y temperaturas extremadamente altas (superiores a 10^7 K). (Eicker, 2003)

La Tierra intercepta solo una fracción minúscula de la energía radiada por el Sol hacia el espacio. A este flujo de radiación se le llama “intensidad” de radiación, y se expresa en términos de “W/m²” con respecto a una distancia desde el Sol denominada “R”. Las investigaciones sobre la intensidad de la radiación solar han determinado una distancia promedio entre la Tierra y el Sol, conocida como Radiación Extraterrestre (ETR), con un valor de 1366 W/m². Es importante destacar que este valor puede variar según el modelo y la información utilizada para los cálculos astronómicos

(Myers, 2017). Como se observa en la **Fig. 2.1**. La radiación al ingresar a la atmósfera terrestre, se divide en tres componentes, cada componente que comprende a la radiación presenta un comportamiento distinto, las componentes son radiación: directa, difusa y global.

- Directa: Es la porción de la radiación extraterrestre que ingresa sin ningún efecto a la superficie terrestre.
- Difusa: Es la radiación solar dispersada fuera del haz directo por la atmósfera en el hemisferio de la bóveda celeste.
- Global: Se define como la suma de la radiación solar directa, la cual se ajusta por el ángulo de incidencia solar (el ángulo entre la normal a la superficie y la dirección del sol), junto con la radiación difusa.

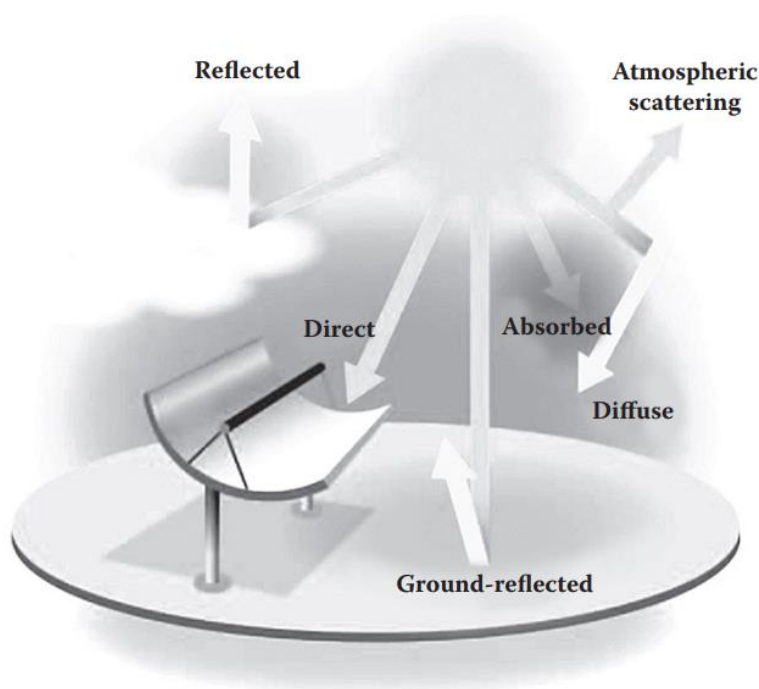


Fig. 2.1.-Componentes de la energía solar.

La energía solar incidente en la Tierra muestra una irradiación diaria variable según la ubicación geográfica en la que se realice la medición. Esta variación da lugar a lo que se conoce como "Franja Solar" o "Cinturón Solar", que indica la región geográfica donde se recibe la mayor cantidad de energía solar del planeta. Como se ilustra en la **Fig. 2.2** y **2.3**, México se encuentra dentro de este "Cinturón Solar", lo que resulta en una alta disponibilidad del recurso solar en el país. En

consecuencia, aproximadamente tres cuartas partes del territorio nacional reciben una irradiación promedio de alrededor de 5 kWh/m². (Gasca, 2013)

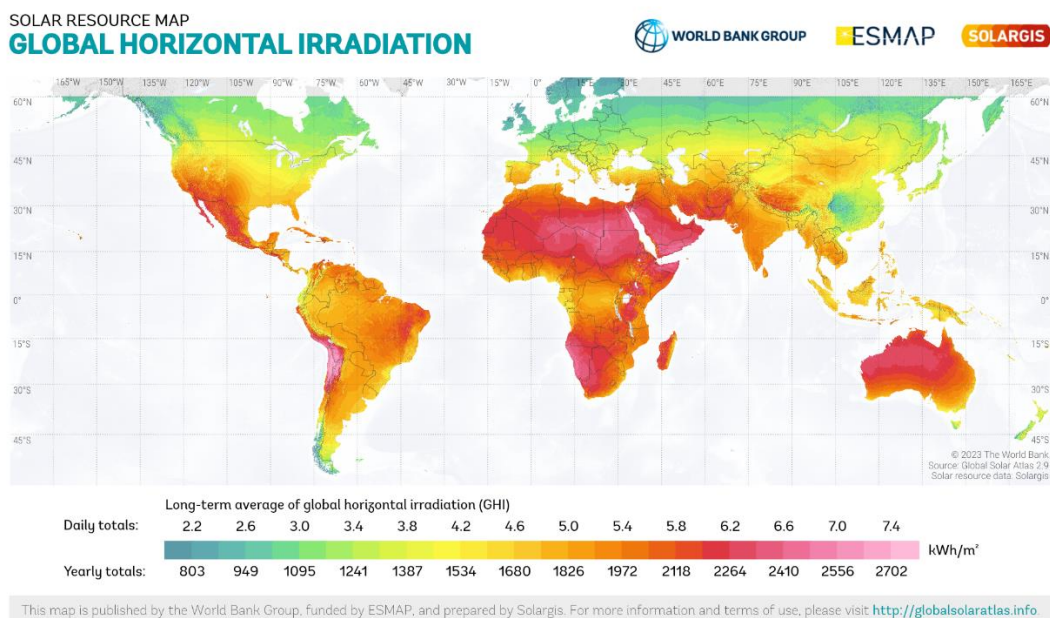


Fig 2.2. Irradiación Global horizontal (Mundial).



Fig 2.3. Irradiación Global horizontal (México).

2.1.1 Tecnologías de captación termosolar

La invención del colector solar que utiliza un fluido líquido se atribuye a H.B. Saussure en la segunda mitad del siglo XVII. Posteriormente, la comunidad científica y los investigadores Herschel en 1837 y Tellier en 1885 desarrollaron nuevos colectores solares con una apariencia similar a los utilizados en la actualidad. Finalmente, en 1892, Clarence M. fabricó el primer colector solar de agua. Estos colectores solares tienen aplicaciones comunes en sistemas de calentamiento convencionales, como calderas y calentadores domésticos. Su uso beneficia al reducir el consumo de combustibles fósiles y, por ende, la emisión de gases de efecto invernadero (Usón & Bribián, 2010).

La definición de colector solar hace referencia a un dispositivo que, mediante la absorción de la luz solar, recoge calor y lo transfiere a un fluido caloportador contenido en su interior. Una forma de clasificar a los colectores solares sin concentración y con concentración.

Esta clasificación distingue entre dos superficies con áreas diferentes: el área del colector, que es la superficie que intercepta la radiación solar incidente, y el área del absorbedor, que es donde la radiación es efectivamente absorbida. En los colectores sin concentración, las áreas del colector y del absorbedor coinciden, lo que resulta en temperaturas “bajas” ($<100^{\circ}\text{C}$). Por otro lado, los colectores con concentración dirigen y enfocan la radiación incidente hacia una pequeña área del absorbedor mediante superficies reflectantes. Es importante destacar que el área de intercepción es mayor que el área del absorbedor (Barone et al., 2019).

Los niveles de temperatura que permite alcanzar los colectores solares son:

- Baja temperatura ($<100^{\circ}\text{C}$).
- Media temperatura (100°C a 400°C).
- Alta temperatura ($>400^{\circ}\text{C}$).

En la actualidad, además de la concentración solar, los colectores solares pueden diseñarse con o sin seguimiento solar, lo que supone una nueva clasificación en las tecnologías de captación termosolar, como se ilustra en la Fig. 2.4.

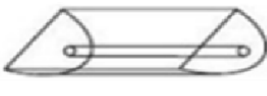
		Nombre	Croquis	Razon de concentracion "C"	Rango de temperatura alcanzada [C]	
Estacionario	Absorbedor plano	Captador plano de agua/ aire		C<1	30 < T < 250	
		Tubos de vacio		C<1	50 < T < 200	
Seguidores	Seguimiento a un eje	Absorbedores tubulares	Colector parabolico compuesto		1<C<15	70 < T < 300
			Colector cilindro parabolico		15<C<40	70 < T < 350
	Seguimiento a dos ejes	Absorbedores puntuales	Disco parabolico		100<C<1000	70 < T < 1500
			Torre central		100<C<1500	150 < T < 1500

Fig. 2.4.-Descripción de características de seguimiento, concentración y temperatura de los colectores de energía solar (Daniel, 2023).

2.2 Características del agua de mar

El agua salada suele asociarse con el agua contenida en los océanos y mares. Sin embargo, la cantidad de sales disueltas varía según el mar u océano en cuestión, lo que da lugar a diferentes características químicas y composiciones. Esto significa que cada cuerpo de agua presenta comportamientos fisicoquímicos y/o termodinámicos únicos, dependiendo de la cantidad de sales disueltas y la composición de minerales. (Ricardo, 2019)

2.2.1 Clasificación de rangos de sólidos disueltos totales (SDT) del agua

Existen categorías que diferencian entre los “tipos de agua”, así como entre las aplicaciones o propósitos para los cuales se emplean (**Tabla 2.1**). Estas clasificaciones se delimitan según la cantidad de sólidos de sales disueltas presentes en el agua. Estas sales disueltas se obtienen de diversas maneras. Por ejemplo, la salinidad marina es el resultado de la disolución de diversas sustancias, minerales e impurezas presentes en el agua a medida que fluye a través de la superficie terrestre hasta llegar al mar.

Tabla 2.1.- Clasificación de SDT en el agua. (Jalihal & Venkatesan, 2019)

<i>Categoría</i>	<i>Rango de solidos disueltos de Salinidad (ppm)</i>	<i>Aplicación</i>
Agua fresca	<1000	Uso doméstico, hidratación humana, usos diversos en industrias de alimentos, química y farmacéutica.
Agua salobre	1,000 – 5,000	Irrigación, enfriamiento industrial.
Muy salobre	5,000 – 15,000	Irrigación, enfriamiento industrial.
Agua salina	15,000 – 30,000	-
Agua de mar	30,000 – 40,000	-
Salmuera	40,000 – 300,000	-

2.2.2 Composición salina del agua de mar

El agua de mar está compuesta principalmente por los siguientes elementos ionizados: Na^+ , Ca^{++} , K^+ , Mg^{++} , $(\text{SO}_4)^{-}$, y Cl^- . Además de estos iones principales, también pueden estar presentes otros tipos de iones, aunque en concentraciones mínimas. Es importante mencionar que la composición química del agua de mar en mar abierto se considera constante; sin embargo, los sólidos disueltos pueden variar dependiendo de las condiciones locales donde se realice el análisis de composición. La composición salina común del agua de mar se presenta en la **Tabla 2.2** (El-Dessouky & Ettouney, 2002)

Tabla 2.2.- Composición típica del agua de mar con una salinidad de 36,000 ppm.

<i>Compuesto</i>	<i>Composición</i>	<i>Porcentaje másico</i>	<i>ppm</i>
Cloruro	Cl ⁻	55.03	19,810.8
Sodio	Na ⁺	30.61	11,019.6
Sulfato	(SO ₄) ⁻⁻	7.68	2,764.8
Magnesio	Mg ⁺⁺	3.69	1,328.4
Calcio	Ca ⁺⁺	1.16	417.6
Potasio	K ⁺	1.16	417.6
Acido Carbónico	(CO ₃) ⁻⁻	0.41	147.6
Bromuro	Br ⁻	0.19	68.4
Ácido Bórico	H ₃ BO ₃ ⁻	0.07	25.2
Estroncio	Sr ⁺⁺	0.04	14.4
Total		100	36,000

2.2.3 Solubilidad de CaSO₄ en el agua de mar.

El agua de mar contiene una variedad de compuestos disueltos (sales) que se comportan de acuerdo con el estado termodinámico del agua. A medida que la concentración de sales supera los 40,000 ppm, el agua de mar se denomina salmuera. La salmuera, debido a su alta concentración salina, puede ocasionar problemas de corrosión e incrustaciones en los procesos de desalinización y otros sistemas donde se utilice.

Estudios realizados por [H. El-Dessouky et al. \(2000\)](#) han desarrollado una ecuación (**Eq. 2.1**) que relaciona la temperatura de saturación (T_b) y la concentración salina (X_b) en la salmuera, permitiendo determinar la concentración límite a la cual precipita el CaSO₄. Esta ecuación establece la concentración de saturación en función de la temperatura en la que se cristaliza la salmuera, ayudando a predecir problemas de incrustación y bloqueo de líneas.

$$X_b = 0.9(457628.5 - 11304.11T_b + 107.5781T_b^2 - 0.360747T_b^3) \quad (2.1)$$

En la **Fig. 2.5** se presenta la variación de la concentración de saturación del sulfato de calcio (CaSO_4) en relación con la temperatura de saturación de la salmuera. Por otro lado, autores como **Azimibavil y Jafarian (2021)** recomiendan no utilizar un factor de solubilidad en el polinomio de la concentración de saturación que exceda el 50%, con el fin de evitar cualquier indicio de precipitación en los sólidos disueltos en la salmuera, como el CaSO_4 .

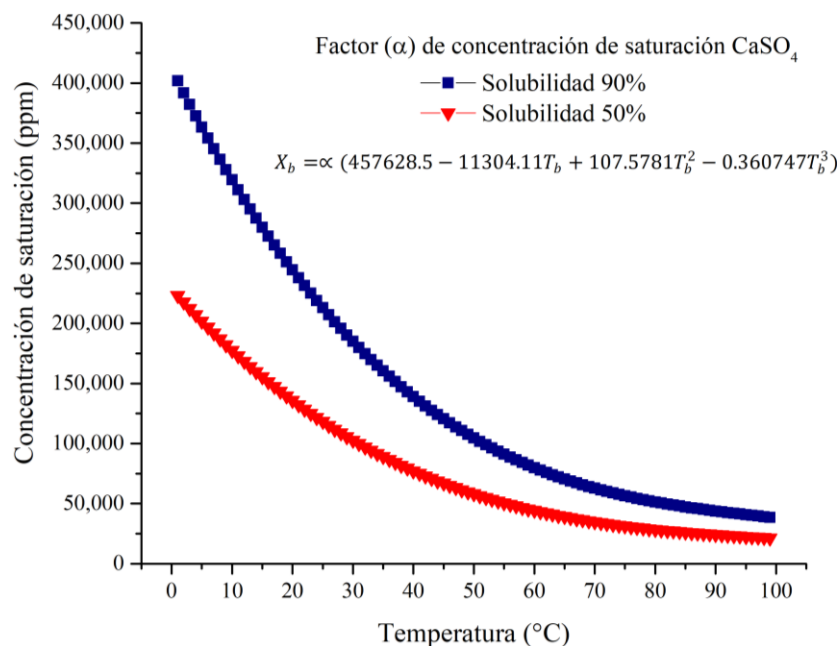


Fig. 2.5- Solubilidad del sulfato de calcio y temperatura de saturación de la salmuera, utilizando la ecuación reportada por **H. El-Dessouky et al. (2000)**

2.3 Desalinización térmica

La desalinización se define como el proceso de remoción de sales del agua de mar. Las tecnologías más utilizadas actualmente son la desalinización térmica y de membranas. Ambas tecnologías requieren energía eléctrica y térmica para la producción de agua desalinizada (**Jalihal & Venkatesan, 2019**).

El proceso de desalinización térmica se divide en dos técnicas o tecnologías principales: (1) La evaporación del agua de mar seguida de la condensación del vapor para la obtención de agua destilada. Esta técnica se basa en el principio de incrementar la temperatura del agua de mar, y generar vapor de agua que puede ser condensado en un intercambiador de calor para producir agua desalinizada. (2) La cristalización mediante congelación, que implica la formación de cristales de

hielo a partir del agua de mar. Durante este proceso, el agua de mar se somete a bajas temperaturas, permitiendo la formación de cristales de hielo (agua desalinizada) mientras las sales permanecen en la fase líquida, facilitando así la separación del agua destilada (El-Dessouky & Ettouney, 2002).

2.3.1 Energía solar térmica y la desalinización térmica

La aplicación de energía solar térmica en el campo de la desalinización ha sido objeto de interés por parte de la comunidad científica desde mediados del siglo XIX hasta la actualidad (Rayan & Djebdjian, 2014). Se estima que actualmente se producen casi 22 millones de m³ de agua fresca mediante procesos de desalinización, y solo el 1% de esta cantidad se obtiene a través de métodos de desalinización activados por energía termosolar (Kalogirou, 2009).

En la literatura, se han clasificado las tecnologías de desalinización activadas por energía solar en dos categorías: directa e indirecta. Las tecnologías consideradas directas incluyen destiladores solares, estanques solares, entre otras. En las tecnologías directas, la energía solar se utiliza de manera inmediata, sin necesidad de conversión previa. Estos sistemas suelen acoplar uno o varios colectores solares a mecanismos de destilación, y el proceso se lleva a cabo comúnmente en un ciclo, como se muestra en la Fig. 2.6 (García-Rodríguez et al., 2002).

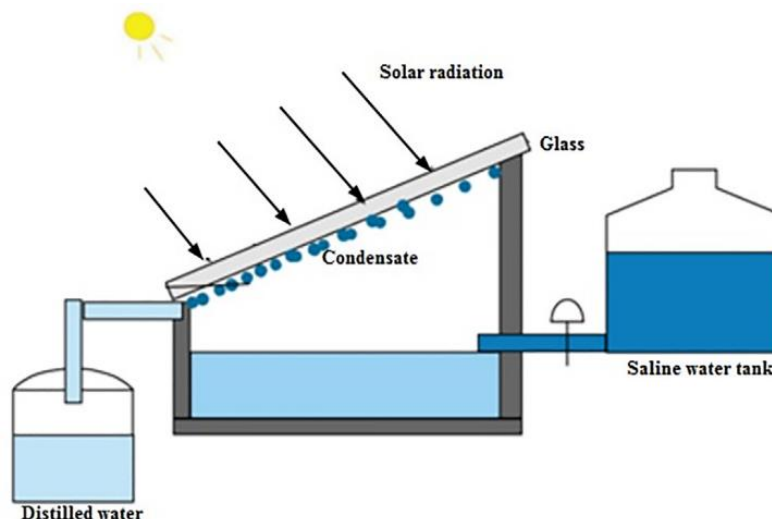


Fig. 2.6.-Diagrama esquemático de sistema de destilación solar.

Los sistemas categorizados como indirectos combinan dos sistemas en uno solo. Por ejemplo, la integración de un campo de arreglo fotovoltaico o un campo de captación termosolar, con un sistema de desalinización convencional.

La producción de agua fresca mediante el uso de energía solar de forma indirecta depende tanto de la energía térmica/eléctrica (según la tecnología) como de su eficiencia. Por lo tanto, para el diseño de estos sistemas es crucial determinar la capacidad del sistema de desalinización y los requerimientos energéticos necesarios para su activación. Los sistemas indirectos más comunes en la literatura incluyen: Humidificación en Múltiple Efecto (HME), Destilación en Múltiples Etapas Flash (MSF), Destilación de Múltiple Efecto (MED), Humidificación-Deshumidificación (HDH), Osmosis Inversa y Destilación en Efecto de Congelamiento (FD).

2.3.2 Evolución histórica de la desalinización termosolar

En la antigua Grecia, surgieron las primeras ideas sobre la naturaleza de la energía y del agua. Tales de Mileto, uno de los siete sabios de la antigüedad (640 a 546 A.C.), expresó que el agua "es fértil y moldeable", además de mencionar que el agua de mar es "el inmenso mar que rodea a la tierra es la madre de la vida en ella".

Inclusive hoy en día la explicación acerca del ciclo de agua en la naturaleza por parte de Aristóteles (384 a 322 A.C.), ha sido bastante acertada al decir que: *"El sol, con su movimiento, inicia procesos de transformación, cambio y desgaste. Gracias a su acción, el agua más pura y dulce se eleva cada día en forma de vapor hacia las alturas, donde se condensa nuevamente por el frío y retorna a la tierra. Este ciclo, como mencionamos anteriormente, es una parte regular de la naturaleza."*

Hasta la Edad Media, el desarrollo de aplicaciones de energía solar se destacó más en el calentamiento de alambiques que en procesos de desalinización. Estos alambiques se utilizaban para concentrar o diluir soluciones alcohólicas y para extraer extractos herbales destinados a aplicaciones médicas, vinos o aceites para perfumes. El descubrimiento de estos destiladores "solares" se remonta a Alexandria, Egipto, entre los años 323 y 32 A.C.

Durante el Renacimiento, Giovanni Batista D. P. (1535 a 1615), un importante científico de su época, escribió una serie de libros ampliamente conocidos en los años 1558 y 1589, donde

mencionó tres sistemas de desalinización y siete métodos diferentes de destilación. Sin embargo, su mayor contribución se atribuye al desarrollo de un equipo de destilación solar que transformaba el agua salobre en agua dulce. Además, se le atribuye la obtención de agua dulce del aire mediante el método conocido hoy en día como "humidificación-deshumidificación".

En 1870, Wheeler and Evans obtuvieron la primera patente americana sobre destiladores solares, donde describieron los principios básicos de funcionamiento del dispositivo de destilación solar. Los inventores detallaron el efecto invernadero dentro de estos dispositivos, analizando la cubierta de condensación y de re-evaporación, además de discutir la implementación de superficies oscuras para la absorción de la energía solar y los posibles problemas de corrosión.

Durante el siglo XX, en la época de la Segunda Guerra Mundial, ya existían grandes plantas de destilación solar instaladas en todo el mundo. Por ejemplo, en Chile se tenía una planta que producía 22.70 m³ de agua fresca al día. Los grandes navíos de guerra contaban en su mayoría con diversos sistemas de destilación, como la destilación con cubierta de plástico y destiladores solares en múltiple efecto, para la hidratación y uso del agua fresca extraída del mar para actividades diarias. (Delyannis, 2003)

En la búsqueda del desarrollo de sistemas de desalinización más eficientes y de mayor escala, la tecnología utilizada por la industria azucarera en sus procesos de destilación de miel y azúcar fue implementada a estos procesos, dando como resultado la invención y desarrollo de novedosos sistemas de desalinización. Durante el periodo 1929-1937, la capacidad total de producción de desalinización experimentó un aumento, principalmente impulsado por el surgimiento de la industria petrolera. No obstante, el crecimiento exponencial se evidenció especialmente entre 1935 y 1960, con una tasa anual del 17%.

2.3.3 Tecnologías de desalinización térmica

Las tecnologías de desalinización térmica mundialmente establecidas son los sistemas de desalinización: Destilación en Múltiple Etapa Flash (MSF), Destilación en Múltiple Efecto Evaporativo (MED) y Destilación por Compresión Mecánica de Vapor (MCV). Estos sistemas de desalinización térmica comienzan con una primera etapa de evaporación del agua, la cual está libre

de sales, de la salmuera. Luego, en una segunda etapa, el vapor generado se condensa para obtener agua fresca.

2.3.3.1 Destilación en Múltiple Etapa Flash (MSF)

Los sistemas de desalinización MSF están compuestos por una serie de cámaras o etapas donde ocurre una disminución gradual de la temperatura y presión de saturación del agua de mar. Esta disminución en las propiedades provoca el fenómeno de evaporación conocido como "flasheo" en la masa líquida del agua de mar, lo que permite la extracción del agua producto. Este fenómeno es popularmente conocido ya que la corriente de agua mar en estado de saturación desprende vapor de agua a medida que se manipula la presión de esta misma.

En la **Fig. 2.7** se muestra el diagrama esquemático del funcionamiento. El sistema comienza al succionar el agua de mar y hacerla pasar a través de tubos ubicados dentro de cada etapa. El agua de mar está a menor temperatura del vapor circundante en cada etapa respectivamente, por lo que, el vapor precalienta al agua de mar al ceder calor de condensación y pasar a estado líquido y así formar parte del cúmulo de agua producto en tránsito entre etapas.

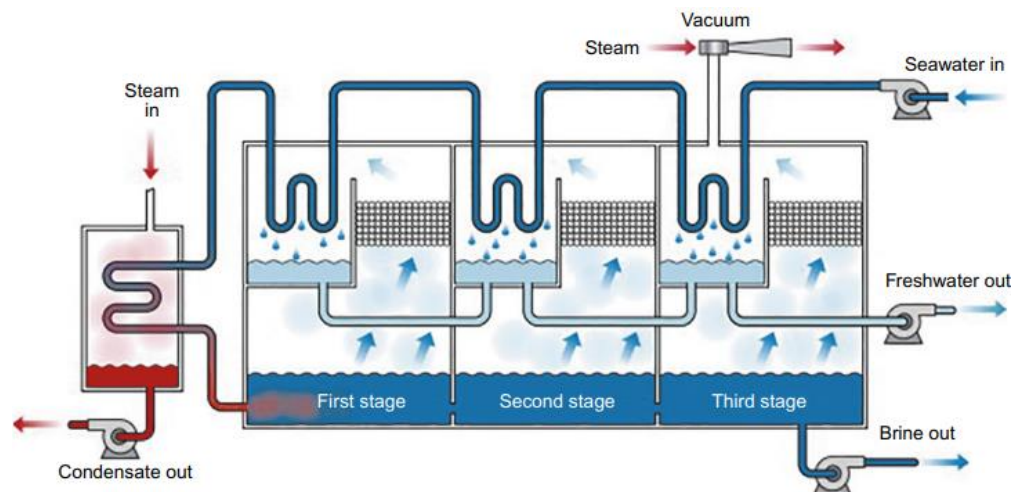


Fig. 2.7.-Diagrama esquemático del sistema de desalinización MSF (Jalihal & Venkatesan, 2019)

2.3.3.2 Destilación en Múltiple Efecto Evaporativo (MED)

El principio operativo de los sistemas de Destilación de Múltiple Efecto (MED): se trata de una secuencia de evaporadores de un solo efecto donde el vapor generado en el primer o en un efecto previo se aprovecha para calentar el siguiente efecto. Este vapor reutilizado en los sistemas MED contribuye a reducir la temperatura del fluido caloportador y el calor necesario para evaporar la corriente de interés. Esta integración energética y másica entre los evaporadores resulta en una disminución significativa del consumo de energía térmica, lo que mejora el tiempo de retorno de inversión de estos sistemas. Puedes visualizar este proceso en la **Fig. 2.8**.

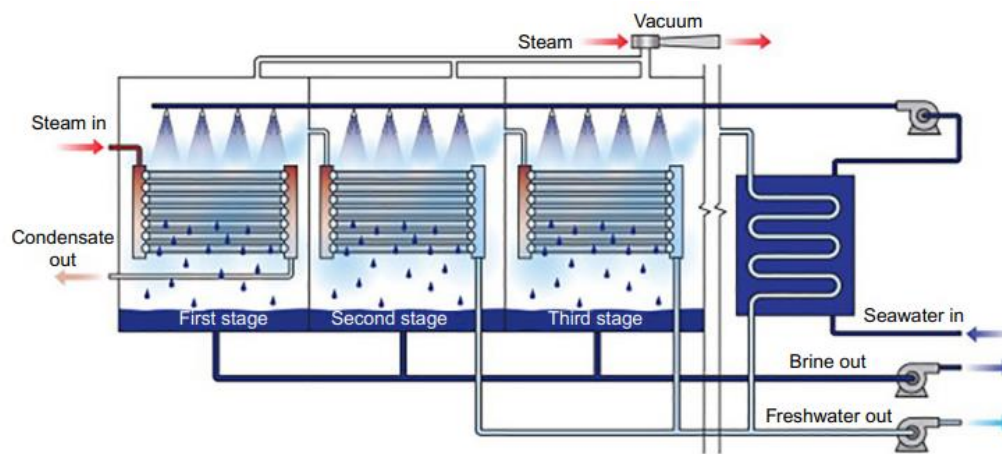


Fig. 2.8.-Diagrama esquemático de sistema de desalinización MED (Jalihal & Venkatesan, 2019)

Los sistemas MED se pueden configurar de tres maneras, estas van de acuerdo a la manera en que se alimenta al sistema: hacia adelante, hacia atrás y en paralelo (El-Dessouky & Ettouney, 2002).

- Alimentación hacia adelante: La orientación del flujo de salmuera y de calor siguen la misma dirección de izquierda a derecha (1er efecto a al último efecto). A medida que se incorpora la salmuera hacia al siguiente efecto decae la presión a la temperatura de saturación del efecto, permitiendo utilizar el vapor generado para la evaporación de la corriente de salmuera de un efecto posterior. Como se muestra en la **Fig. 2.9**.

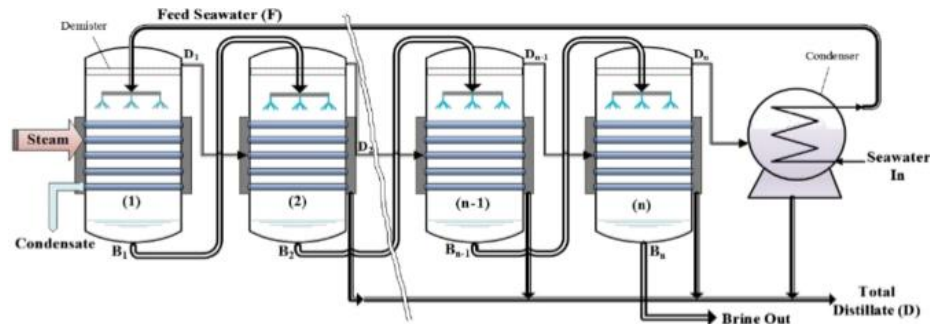


Fig. 2.9.-Diagrama esquemático de alimentación hacia adelante (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).

- Alimentación hacia atrás: El agua de mar se introduce en el último efecto, donde convencionalmente se encuentra a una presión y temperatura más bajas en comparación con el primer efecto. La salmuera fluye a través de los efectos hacia el primer efecto. El aumento de la presión y la temperatura en los efectos requiere el uso de equipos de bombeo hidráulico entre cada efecto. Como se muestra en la **Fig. 2.10**.

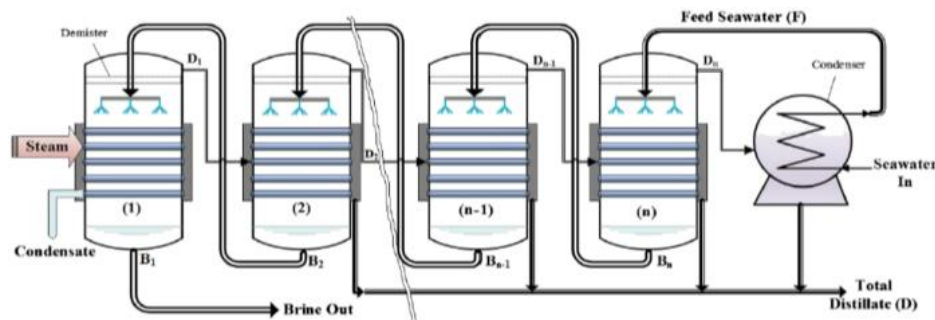


Fig. 2.10.-Diagrama esquemático de alimentación hacia atrás (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).

- Alimentación en paralelo: En esta configuración, el flujo de agua de mar de alimentación se divide en el número de efectos colocados en paralelo, para su alimentación individual. En cada efecto, el flujo de agua de mar que ingresa es calentado previamente a la temperatura de saturación respectiva al efecto, antes de iniciar el proceso de evaporación. Como se muestra en la **Fig. 2.11**.

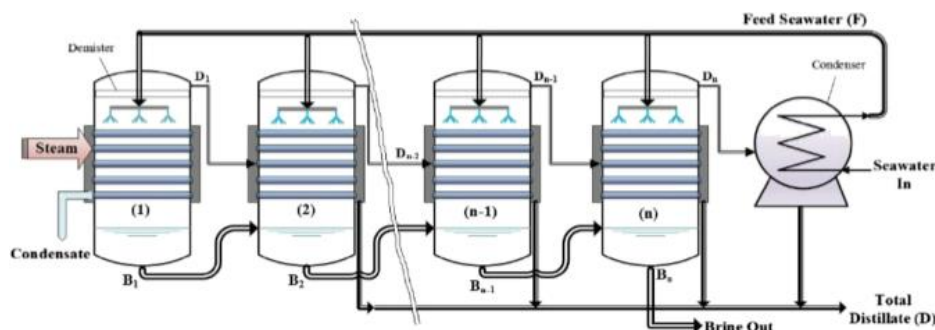


Fig. 2.11.-Diagrama esquemático de alimentación en paralelo (sistema MED) (Al-Mutaz & Wazeer, 2014b).

2.3.3.3 Destilación por Compresión mecánica de vapor (MCD)

La compresión mecánica de vapor tiene como fundamento básico el uso de un mecanismo mecánico para comprimir vapor, lo que resulta en la evaporación del agua fresca de una corriente de mar y su posterior condensación.

El proceso inicia con la introducción de agua de mar en un precalentador, dicho precalentamiento en el agua de mar es por la absorción de calor sensible del agua producto que se dirige al tanque reservorio. Después, pasa a una cámara de evaporación equipada con un intercambiador de calor, operando a menor presión. Al ingresar se genera vapor por flasheo y ebullición a partir del agua de mar al recibir calor de condensación del vapor comprimido, que pasa por un serpentín dentro de la cámara de evaporación.

El vapor de agua generado es succionado y transportado hacia un mecanismo el cual incrementa su presión y su temperatura, cabe mencionar que el equipo de compresión utiliza únicamente con energía eléctrica. El vapor comprimido se reintroduce para servir como fuente de calor, cediendo su calor de condensación y convirtiéndose en agua líquida, que se extrae como agua producto como se muestra en la **Figura 2.12**.

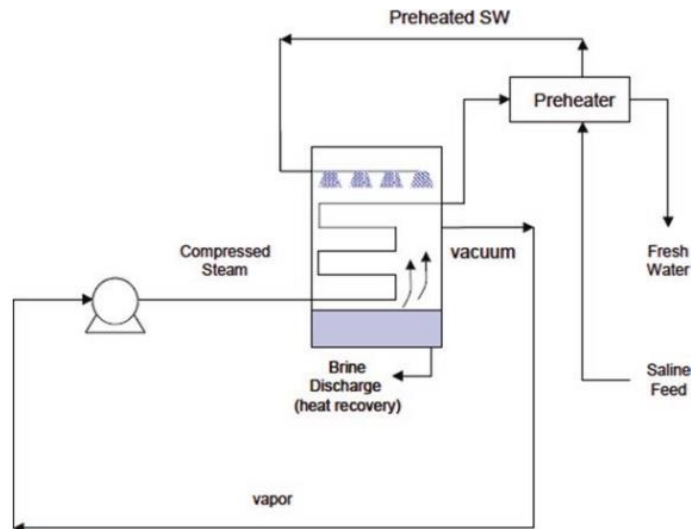


Fig.2.12.-Diagrama esquemático de sistema de desalinización de MCV.

2.4 Sistemas de desalinización termosolar y generación eléctrica.

Las investigaciones acerca de la hibridación de los sistemas de desalinización MED no solo se ha centrado en mejorar su capacidad de producción y ampliar el rango de temperatura operativa. Existen numerosos artículos que abordan la integración de sistemas de desalinización MED, ciclo Rankine convencional u orgánico, turbinas de gas y ciclos combinados para la producción simultánea de agua potable y energía eléctrica, beneficiando el desempeño de ambos sistemas.

En la literatura, se han abordado las prácticas más comunes de integración de los procesos de generación de potencia, por ciclos Rankine o ciclos combinados con sistemas de desalinización térmica MED o MSF, como lo señalan [Darwish et al. \(2015\)](#).

El estudio de [Gunzbourg y Larger \(1999\)](#) muestra los beneficios del empleo de sistemas cogenerativos desalinización/energía eléctrica. El sistema propuesto consiste en una turbina de gas, un sistema MED y una bomba de calor LiBr-H₂O. Este sistema logró una reducción significativa en el costo de producción de agua desalinizada y un consumo específico de energía térmica de 35 kWh/m³, compitiendo así con la tecnología de ósmosis inversa para la producción de agua potable.

Por otro parte, los ciclos Rankine Orgánicos (ORC) han recibido especial atención por sus condiciones operativas de baja capacidad y baja temperatura de fuentes de energía térmica (**García et al., 2018**). Estos sistemas trabajan con fluidos orgánicos de bajo punto de ebullición en comparación con el agua.

El estudio realizado por **Baccioli et al. (2018)** propone la implementación de la recuperación de calor residual de un proceso industrial en un sistema ORC y su influencia en la activación de los sistemas de MED, como se muestra en la **Fig. 2.13**. Presenta dos configuraciones de integración energética en el primer efecto del sistema MED. En la primera configuración, el calor residual pasa primero por el evaporador del ORC, y la energía restante se utiliza para activar el sistema MED. En la segunda configuración, todo el calor residual se suministra al evaporador; luego, el calor de condensación del ORC se utiliza para activar el primer efecto del sistema MED. En todos los casos, se observa un mejor rendimiento según la segunda ley de ambos sistemas, siendo la primera configuración la más eficiente.

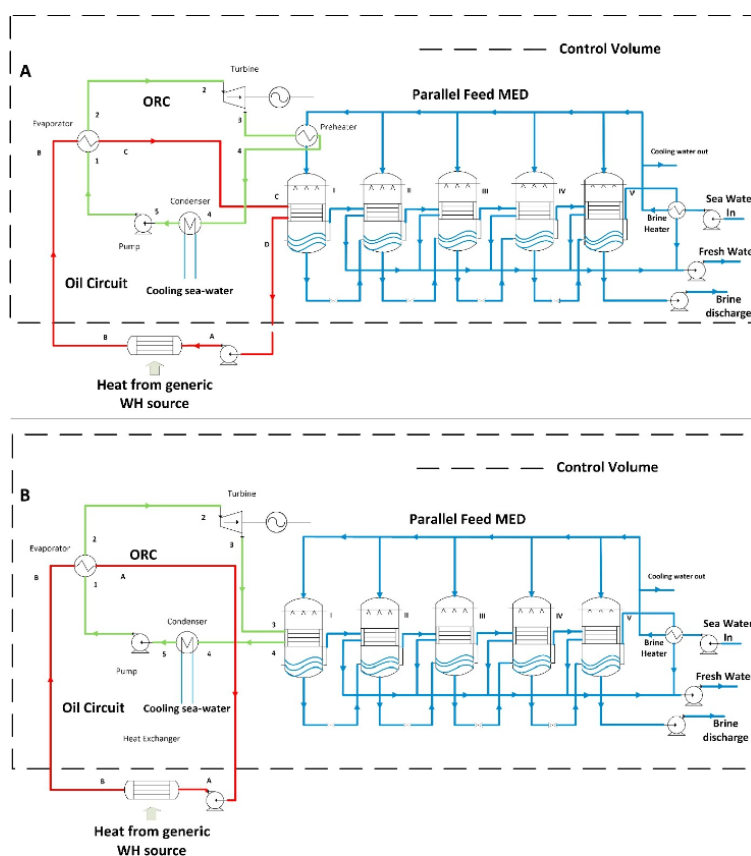


Fig.2.13.-Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/ORC (doble configuración) Baccioli et al. (2018)

La propuesta de realizar la activación simultánea de un sistema MED y ORC, fue planteada por **Aguilar-Jiménez et al. (2020)**. Como se observa en la **Fig. 2.14**, en este estudio presentan la viabilidad técnica del suministro de energía térmica para la integración energética entre el evaporador del ciclo de ORC y el primer efecto del sistema MED. En este análisis se estudió el efecto de la generación eléctrica en la eficiencia y el área de transferencia de calor total del sistema MED. Como resultado, se obtuvo un incremento en la capacidad de agua producto para 20, 30, 40 y 50 kW de generación eléctrica del sistema MED/ORC, así como un aumento en el PR del 8.8, 13, 17.65 y 22% respectivamente. Lo que indica un mejoramiento en desempeño operativo de ambos sistemas.

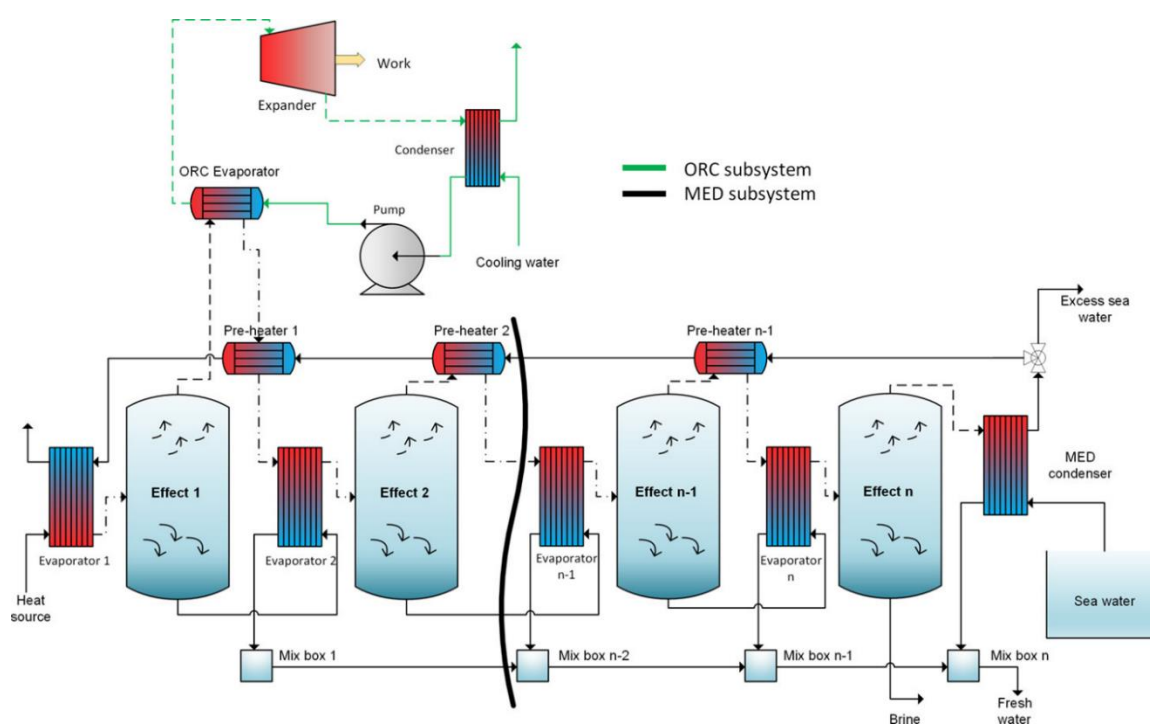


Fig.2.14.-Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/ORC Aguilar-Jiménez et al. (2020).

2.5 Sistemas de desalinización termosolar y producción enfriamiento.

La producción simultánea de agua desalinizada y enfriamiento ha sido objeto de estudio por diversos autores. Entre las propuestas más populares en la literatura se encuentran las hibridaciones de dos tecnologías: los ciclos de absorción bomba de calor o enfriamiento y los sistemas de

desalinización MED. Esto ha sido discutido por autores como [Aly \(1995\)](#), [Gude y Nirmalakhandan \(2008\)](#), [Abdulrahim y Darwish \(2014\)](#), y [Alelyani et al. \(2017\)](#).

Los ciclos de absorción abiertos, que integran un sistema de desalinización, han sido objeto de estudio por [López-Zavala et al. \(2019\)](#). En su investigación, presentan un sistema de enfriamiento por absorción LiBr-H₂O acoplado a un sistema de desalinización Flash de simple efecto, activado mediante energía termosolar. Durante el análisis paramétrico, se evaluó el impacto de la variabilidad del recurso solar y el uso de calor auxiliar. Los resultados indican que, bajo las condiciones de diseño, este sistema puede producir 838 L/día y tiene una capacidad de enfriamiento de 23 kW.

Por otro lado, [López-Zavala et al. \(2019a\)](#) también presentan en el mismo año una propuesta tecnológica que acopla dos subprocesos: (1) Desalinización FLASH/MED de 14 efectos y (2) Enfriamiento por absorción LiBr-H₂O. Este sistema se destaca por la integración energética y de masa entre ambos subprocesos, lo que resulta en un aumento significativo en la capacidad de enfriamiento y producción de agua fresca. Al utilizar una válvula de expansión en el agua producto y ser empleada como fluido refrigerante, la capacidad de enfriamiento se eleva a 2,012 kW, con un Coefficient of Performance (COP) de 6.15. Además, se logra una producción diaria de 73,569 litros de agua producto, con una Tasa de Recuperación (RR) del 0.56 y un Performance Ratio (PR) de 6.63. Como se muestra **Fig. 2.15**.

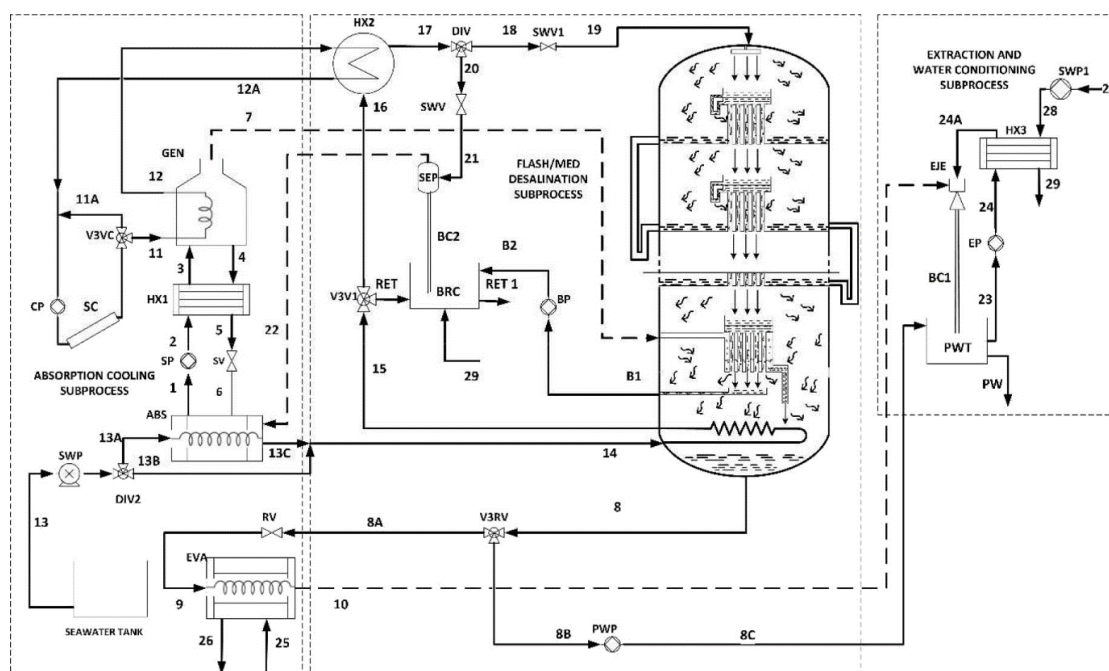


Fig.2.15.-Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED/LiBr-H₂O [López-Zavala et al. \(2019a\)](#)

Finalmente, **López-Zavala et al. (2023)** presentan un estudio sobre el comportamiento operativo de un novedoso sistema de desalinización MED de 14 efectos, que produce agua fresca y enfriamiento de manera simultánea. El proceso de enfriamiento se logra mediante una expansión abrupta del agua producto a una temperatura de saturación de 4°C, en la salida del último efecto del sistema MED. Después de producir el efecto frigorífico en el evaporador, el agua producto cambia su estado a vapor frío. La condensación de este vapor frío se lleva a cabo mediante un aumento en la presión dentro del eyectocondensador barométrico. Los resultados del estudio paramétrico indican una producción de agua fresca de 74,736 L/día, con un PR de 11.96 y un RR del 0.53. Por otro lado, la capacidad de enfriamiento alcanza los 2,043 kW, con un COP de 4.7. Además, proponen un indicador global de desempeño que evalúa la producción simultánea de agua fresca y enfriamiento, reportando un COP_{global} de 9.325. Como se muestra **Fig. 2.16**.

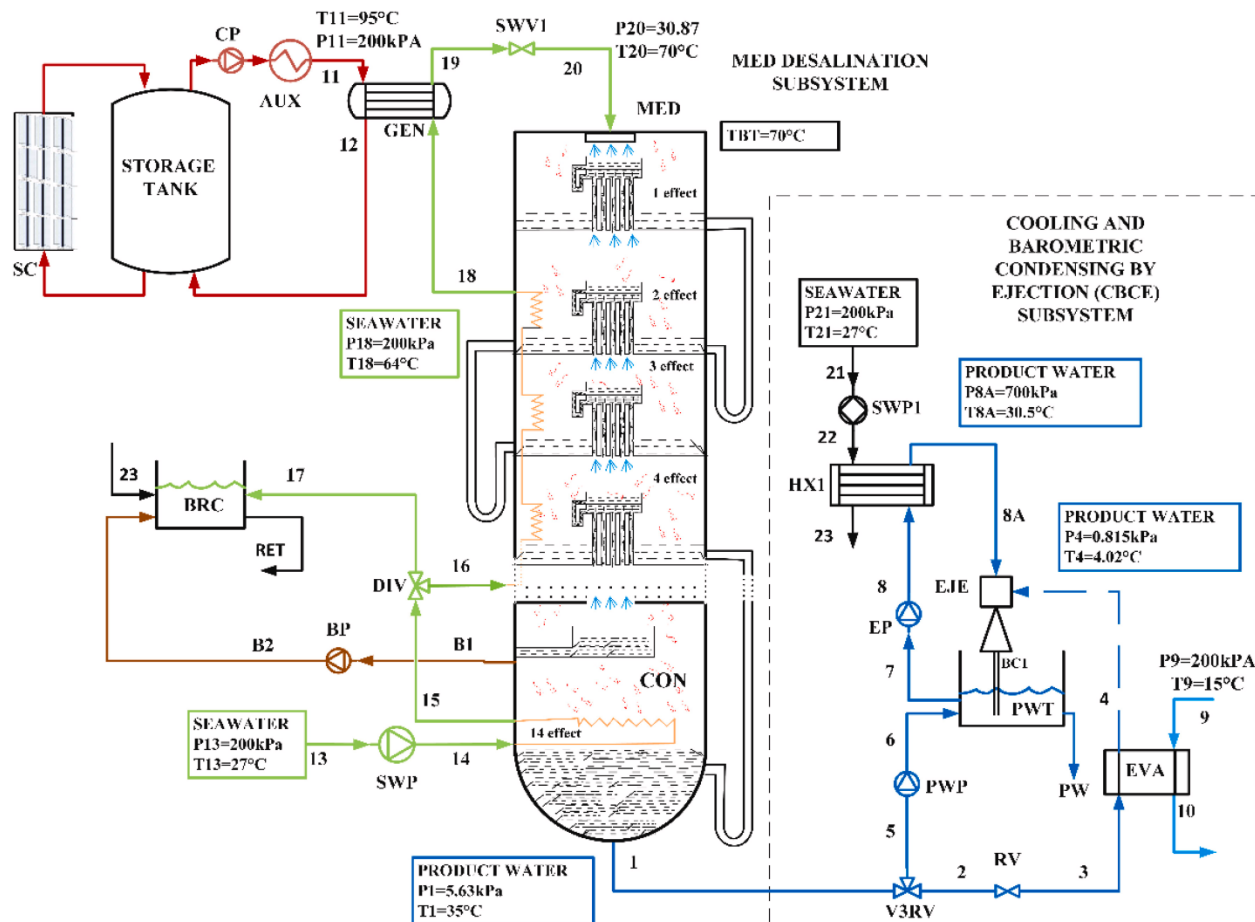


Fig.2.16.-Diagrama esquemático de sistema cogenerativo MED con eyectorcondensador barométrico,

López-Zavala et al. (2023)

2.6 Sistemas de desalinización termosolar, generación eléctrica y producción de enfriamiento.

El desarrollo y la conceptualización de sistemas trigenerativos para la producción de agua, enfriamiento/calefacción y energía eléctrica se han reportado en la literatura, integrando diversas tecnologías con este propósito.

Un ejemplo, el estudio de [Maraver et al. \(2012\)](#) presenta un sistema trigenerativo que combina una ORC activada por combustión de biomasa, un sistema MED y un ciclo de refrigeración chiller por absorción (ACC) para la producción de energía eléctrica, agua producto y enfriamiento, como se muestra en la **Fig. 2.17**. El análisis se centra en la distribución óptima del calor generado por la ORC, asignando un 40% hacia el sistema de MED y TAT. La evaluación económica muestra un período de recuperación de 4 a 20 años, dependiendo del costo del recurso de biomasa. El estudio resalta un pronóstico favorable para el desarrollo de sistemas trigenerativos basados en fuentes renovables.

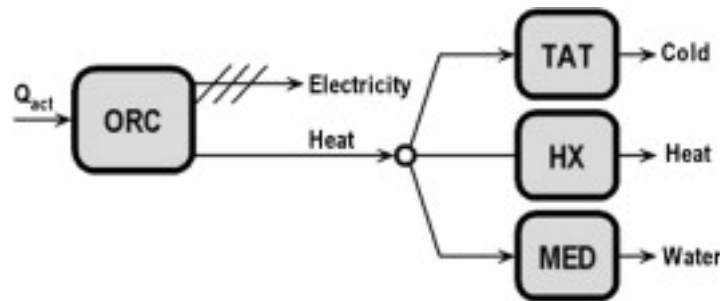


Fig.2.17.-Diagrama esquemático de sistema trigenerativo propuesto, [Maraver et al. \(2012\)](#)

En la investigación de [Ghaebi y Abbaspour \(2017\)](#) sobre un novedoso sistema trigenerativo, el cual integra un sistema de MED con termo vapor compresión (TVC), un ciclo abierto de turbina de gas como fuente térmica del sistema, un sistema de recuperación de calor del vapor generado (HRSG) operando a tres niveles de presión, y un sistema de refrigeración chiller por absorción (ACC) para producir agua desalinizada, enfriamiento y energía eléctrica. Este sistema distribuye el calor de la cámara de combustión a través del HRSG, ajustándolo a los tres niveles de presión. Los resultados indican una eficiencia térmica y exergética del 84.6% y 57.57%, respectivamente.

Por otra parte, el estudio presentado por **Abdelhay et al. (2020)**, combina los sistemas de desalinización MED, refrigeración por absorción y un ciclo de potencia activado con energía termosolar, como se muestra en la **Fig. 2.18**.

Reportando los resultados de un caso de estudio, se presenta la información del análisis energético, exergético y económico del sistema mencionado. La capacidad de producción del sistema es de $4.1 \text{ MW}_{\text{eléc.}}$, con 2,200 toneladas de enfriamiento y una producción diaria de agua producto de 550 m^3 . La eficiencia exergética máxima total del sistema alcanza el 23.95%. Además, se indica un costo específico de agua producto de $1.245 \text{ \$/m}^3$ y de enfriamiento de $0.003 \text{ \$/kWh}$.

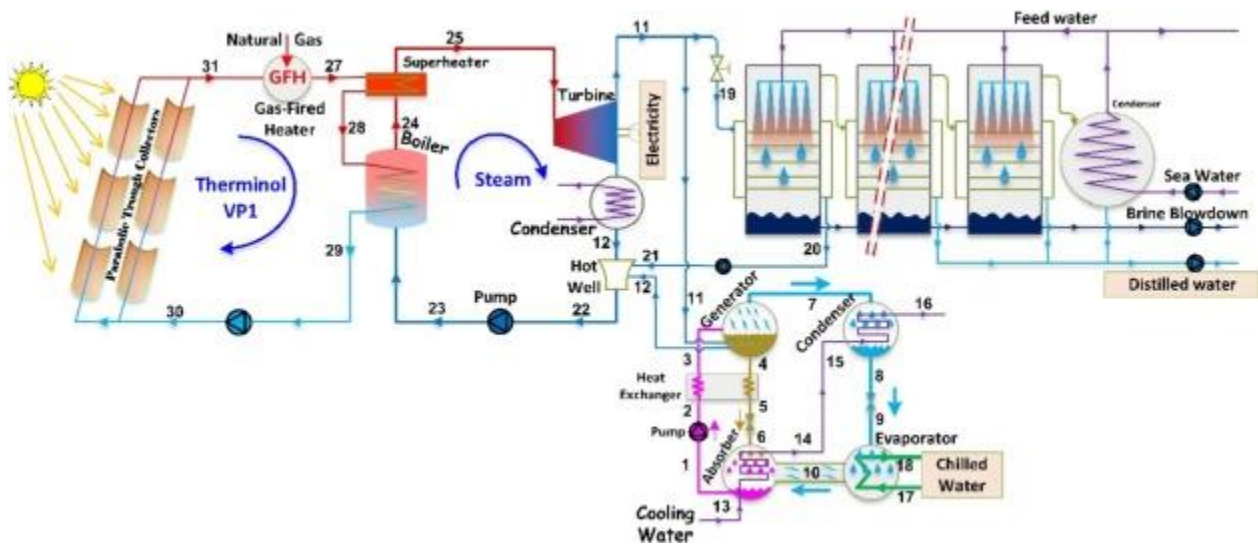


Fig.2.18.-Diagrama esquemático de sistema trigenerativo propuesto **Abdelhay et al. (2020)**

2.7 Eyector

Un eyector es un dispositivo que utiliza un fluido a alta presión para arrastrar otro fluido a baja presión. Aunque las aplicaciones de los eyectores son diversas, su objetivo es el mismo en todos los casos: el fluido primario a alta presión actúa como corriente motriz, transfiriendo parte de su energía al fluido secundario a menor presión, el cual es arrastrado y succionado hacia el eyector. El resultado es una mezcla con una presión y temperatura intermedia entre el fluido motriz y el secundario. (**Sun & Eames, 1995**)

2.7.1 Principio de funcionamiento

Los eyectores convencionales se dividen físicamente en dos partes, las cuales presentan geometrías cilíndricas o diversas formas de áreas transversales dependiendo de la aplicación. Como se muestra en la **Fig. 2.19.** (Yadav et al., 2021)

En la primera sección del eyector se encuentra la boquilla motriz, que suele ser convergente-divergente, convirtiendo una porción de la energía potencial del fluido motriz en energía cinética al salir de la boquilla. Las tres secciones que constituyen al eyector son: la cámara de succión, la cámara de mezclado (sección de área constante) y la sección de difusor.

En la cámara de succión, el fluido primario reduce su presión y aumenta su velocidad gracias a la boquilla motriz, con el objetivo de succionar y arrastrar al fluido secundario. Luego, ambos son conducidos dentro del eyector y dirigidos hacia la sección de mezclado. En la entrada de la cámara de mezclado, el área transversal del eyector se reduce gradualmente para generar un mayor efecto de mezclado en la sección de área constante. Dentro de la cámara de mezclado del eyector, se produce una onda de choque debido a la desaceleración de la corriente mezclada, lo que resulta en un aumento de presión y temperatura de la mezcla, como consecuencia de los fenómenos de transporte mencionados anteriormente.

Posteriormente, se ingresa a la sección del difusor, que consiste en una boquilla divergente. En esta sección, se produce un incremento en el área transversal del eyector. Los fenómenos asociados incluyen la disminución en la velocidad de la mezcla, lo que ocasiona un aumento en la presión y temperatura de acuerdo a las condiciones de diseño del difusor.

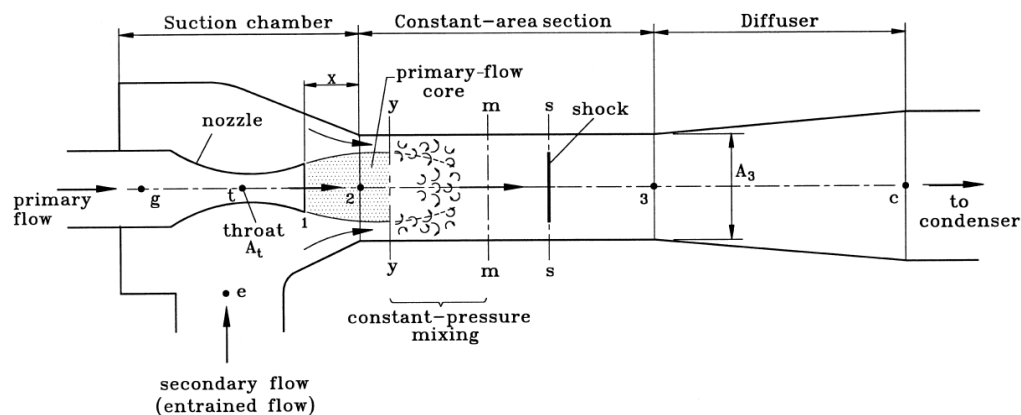


Fig. 2.19.- Diagrama esquemático de eyector. (Huang et al., 1999)

2.7.2 Eyectores Condensadores

Una de las tecnologías propuestas para en este proyecto es la utilización de eyectocondensadores, los equipos conocidos como eyectores de dos fases, se caracterizan por utilizar, en su fluido primario y secundario, estados de la materia distintos (líquido-vapor, vapor-líquido, entre otras). Si se realiza una comparación entre la descripción teórica de eyectores de una sola fase y eyectores en dos fases, la descripción en modelo matemáticos de los fenómenos que se suscitan en los eyectores de dos fases resulta ser más complicada, debido a las diferencias en las distintas propiedades de estado en los fluidos en el eyector.

En la **Fig. 2.20** se muestra un diagrama esquemático de un eyectocondensador el cual utiliza como fluido motriz agua para la condensación de una mezcla Vapor-CO₂.

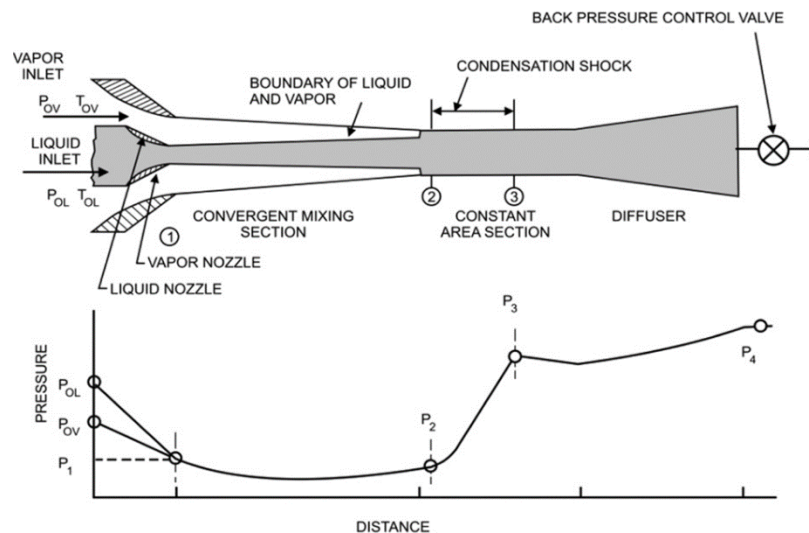


Fig. 2.20.- Principio de eyectocondensador (Colarossi et al., 2012).

En la literatura se encuentran diversos estudios acerca de los eyectocondensadores, en estos estudios se emplean modelos numéricos para la descripción del contacto directo de condensación en las cámaras de mezclado, siendo un desafío debido a la complejidad. La complejidad es dada por los altos valores en los coeficientes de transferencia de calor, lo que implica un gran número de cálculos siendo relacionado con un incremento en la incertidumbre de los resultados. Además, la condensación directa como sucede dentro del eyector, ha sido menos explorada en comparación de los cuatro fenómenos estudiados en los intercambiadores de calor para dos fases, siendo tipo: gota, burbuja, chorro y película.

Por otra parte, en las últimas décadas, la comunidad científica ha centrado sus esfuerzos en la realización de estudios teóricos y experimentales para lograr un mayor avance tecnológico, que facilite la comprensión de los fenómenos que ocurren entre el fluido primario y secundario en cada sección específica del eyector. En el estado del arte, se ha recopilado información sobre los aspectos geométricos que influyen en el desempeño del eyector. Esto incluye el diseño y la posición de la boquilla motriz, el dimensionamiento del área en la cámara de mezcla y de succión, así como el diseño del difusor, entre otros aspectos relevantes. (Keenan et al., 1950; (Eames et al., 1995; Rogdakis & Alexis, 2000; Ouzzane & Aidoun, 2003; Ruangtrakoon et al., 2011; Liu & Groll, 2013; Pounds et al., 2013; Dong et al., 2020).

El desarrollo de modelos que representen a los eyectorcondensadores también ha sido de interés en este estado del arte, especialmente los estudios realizados por Brown (1967) y N. Wang et al. (2022). En estos estudios se analizaron las interacciones entre el fluido primario en estado líquido y el fluido secundario en estado de vapor dentro de un eyector bifásico de condensación, utilizando modelos 1D, así como el desempeño de los eyectocondensadores a través de estudios de comportamiento operativo.

Finalmente, estudios recientes por (Kuś & Madejski, 2023) emplea dos modelos conocidos como Spalding evaporación/condensación y ebullición/condensación, con el enfoque de estudiar la condensación directa del vapor de agua dentro del eyectocondensador. Cabe mencionar, que se realizó esta revisión en la literatura con el fin de explicar el estado del arte más reciente de los eyectocondensadores, pero el estudio técnico del proceso de eyectocondensación se describe en el **Capítulo 5**.

2.8 Columna barométrica

En el área de desalinización, los equipos utilizados para generar vacío en estos sistemas han sido objeto de estudio en la literatura en los últimos años. Se ha propuesto la implementación de tecnologías que permitan mantener la condición de vacío de manera pasiva. El uso de columnas barométricas en estos sistemas de desalinización facilita la ebullición del agua de mar a bajas temperaturas, gracias a las condiciones de vacío en las que permite operar el sistema.

La columna barométrica, como se muestra en la **Fig. 2.21**, al ser sellada en su parte superior y colocada dentro de un contenedor de agua donde se deja fluir el agua en su interior, dejará de fluir una vez que la altura de la columna de agua alcance aproximadamente 10.33 metros. Esto se debe a que la presión atmosférica que actúa en el contenedor se iguala a la presión generada por la columna de agua en caída. El espacio creado en la parte superior de la columna de agua produce un vacío de forma natural. Es importante destacar que el diseño de la columna barométrica depende de las condiciones termodinámicas en las que se encuentre el fluido que contiene en su interior.

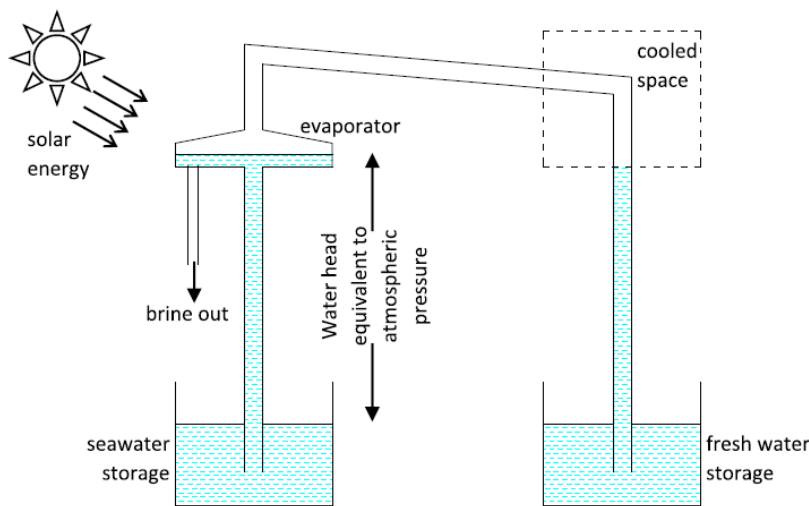


Fig. 2.21.- Representación esquemática de un sistema de desalinización utilizando un proceso de destilación con vacío natural. (Rashid et al., 2016)

CAPÍTULO 3

ESTADO DEL ARTE DE LOS EQUIPOS EXPANSIÓN Y DE LOS MODELOS MATEMÁTICOS PARA LA REPRESENTACIÓN DE EXPANSORES

“Se presenta la revisión en literatura del estado del arte y estado de la técnica de los expansores, además de los modelos matemáticos empleados para el análisis del comportamiento operativo de estos equipos. Se indica el modelo matemático empleado para el análisis y descripción del comportamiento operativo del expansor volumétrico seleccionado.”

3.1 Introducción a los dispositivos de expansión

Los equipos de expansión son máquinas que trabajan con fluidos compresibles. Estas máquinas transforman la energía del fluido en energía mecánica (la cual posteriormente, se transforma comúnmente en energía eléctrica), las cuales se clasifican de acuerdo al aspecto de construcción y requerimientos de desempeño (Żywica et al., 2016). Como se observa en la **Figura 3.1**.

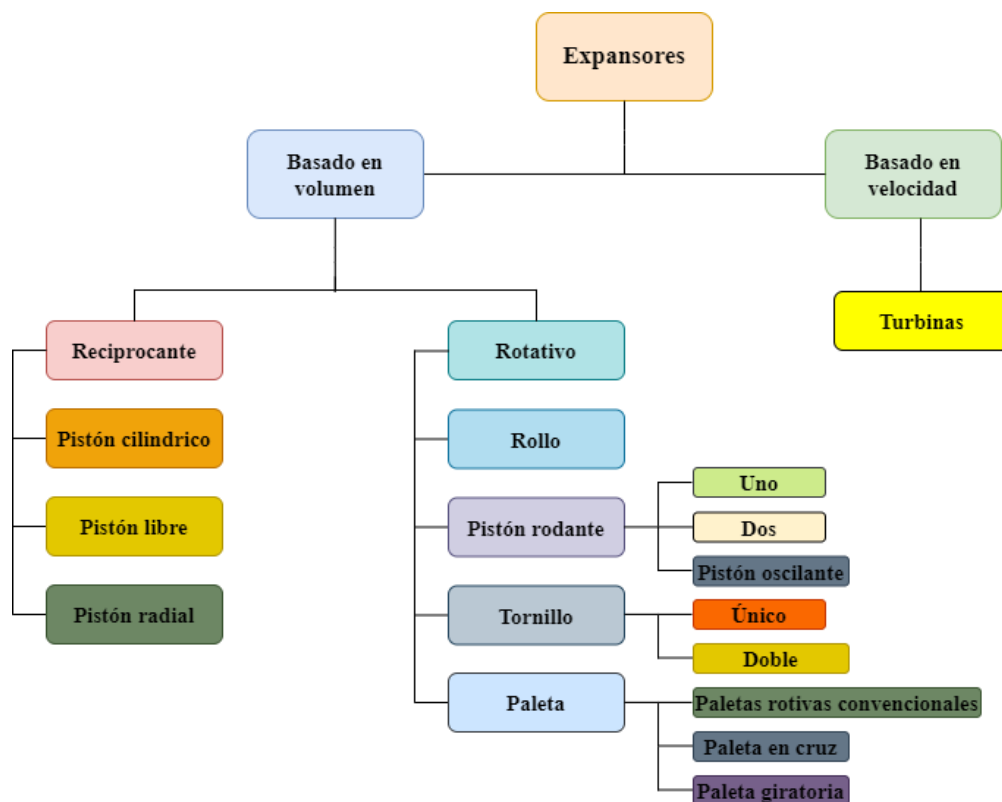


Fig. 3.1.-Tipos de equipos de expansión.

3.2 Expansores dinámicos

El mercado de los expansores dinámicos está dominado por los expansores tipo turbina. Estos dispositivos convierten la energía del fluido en energía mecánica, y su implementación se encuentra principalmente en los ciclos de potencia de mediana a gran escala, como los ciclos de gas y los ciclos Rankine orgánicos o de vapor de agua. (Żywica et al., 2016).

Las categorías de los expansores de velocidad tipo turbina se clasifican según la dirección del flujo del fluido de trabajo, estas son flujo axial y flujo radial. Ambos tipos de turbinas operan aprovechando una corriente de vapor a alta presión para hacer girar los álabes que están acoplados al rotor de la turbina, generando así inercia de giro y trabajo mecánico.

3.2.1 Tecnologías expansión dinámica

- **Turbina Axial:** Para aplicaciones que requieren potencias desde cientos de kW_e hasta MW_e, las turbinas de flujo axial son una opción eficiente debido a su capacidad para alcanzar altas velocidades específicas. Como se observa en la Fig. 3.2, la estructura de estas turbinas incorpora una serie de etapas que comprenden álabes fijos (estatores) y móviles (rotores). Esta configuración permite controlar la tasa de expansión del fluido de trabajo a medida que transita por el canal axial y etapas. En los estadores convergentes-divergentes se pueden alcanzar condiciones de velocidad supersónica, lo que genera una alta transferencia de movimiento a los álabes, produciendo así el trabajo mecánico necesario para generar energía. (Macchi, 2016)

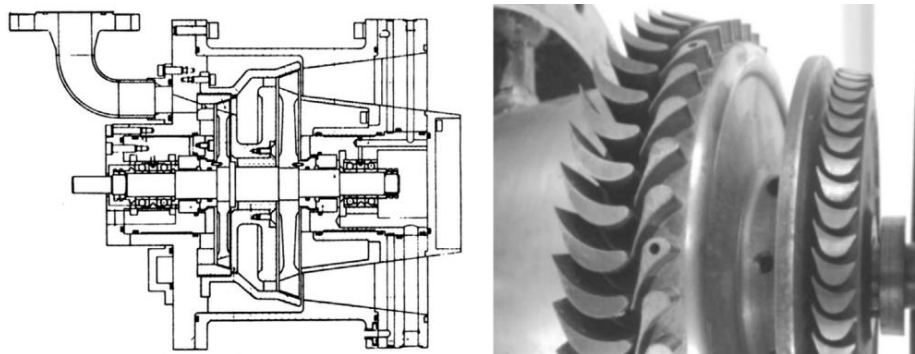


Fig. 3.2.-Imágenes de turbina axial.

- **Turbina Radial:** consta de una voluta o carcasa de entrada, un conjunto de toberas de entrada (a veces omitidas), seguidas de un corto espacio sin álabes y la propia rueda de la turbina, como se observa en la Fig. 3.3. Las toberas aceleran el flujo, reduciendo la presión y aumentando la energía cinética. El corto espacio sin álabes evita el contacto entre el rotor y las palas, permitiendo que las estelas que salen del borde de salida de las palas de las toberas se mezclen. La transferencia de energía se produce únicamente en el rodete, el cual debe ser diseñado para minimizar la energía cinética a la salida. Este tipo de turbinas se emplean en aplicaciones de pequeña y mediana escala de potencia (**Macchi, 2016**).



Fig. 3.3.- Imagen de turbina radial.

3.3 Expansores volumétricos

Un expansor volumétrico es una máquina de expansión en la que la presión del fluido de trabajo disminuye a medida que su volumen aumenta. Generalmente, un expansor de desplazamiento consta de un estator y uno o varios rotores conectados al eje del expansor. Los expansores volumétricos se distinguen por la tecnología o principio de expansión, succión y descarga de volumen del fluido de trabajo que emplean. Sus componentes principales son el estator y el rotor.

La estructura de los dispositivos de expansión volumétrica depende de la posición relativa de los componentes móviles, que varía con el ángulo de rotación del eje, definiendo así una serie de cámaras de trabajo en las que el fluido queda atrapado. Bajo la presión del fluido a alta presión, los rotores se mueven y el fluido realiza trabajo sobre los rotores. A medida que el volumen de las

cámaras de trabajo aumenta, la presión del fluido disminuye. La energía se transfiere en forma de trabajo mecánico, lo que resulta en una disminución de la energía del fluido. El movimiento de los rotores generalmente se convierte en un movimiento de rotación del eje, lo que permite recuperar el trabajo del eje.

El creciente interés en los expansores volumétricos está vinculado al desarrollo de los sistemas ORC. Sin embargo, la madurez técnica y el mercado de los expansores volumétricos en los sistemas ORC no se comparan con los de los compresores volumétricos utilizados en HVAC&R (calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración) y en la industria del aire comprimido.

A pesar de que los expansores volumétricos a micro y pequeña escala se han desarrollado y comercializado durante décadas, todavía se realizan intensas actividades de investigación y desarrollo para satisfacer los requisitos específicos de los sistemas ORC. Cabe destacar, que algunos expansores volumétricos son comúnmente utilizados en sistemas ORC con una potencia inferior a 60 kW_{eléc.} (Lemort & Legros, 2017).

3.3.1 Tecnologías de expansión volumétrica

- **Expansor de Rollo:** es un dispositivo de desplazamiento positivo que se utiliza comúnmente como compresor en los ciclos de compresión de vapor y enfriamiento. Está compuesto por dos curvas involutas en direcciones opuestas, conocidas como espiral fija y espiral orbital. La espiral fija permanece inmóvil, mientras que la espiral orbital siempre mantiene su orientación mientras órbita alrededor del centro del eje, como se muestra en la Fig. 3.4. El vapor a alta presión y temperatura ingresa a través de la boca de aspiración y se expande constantemente, aumentando el volumen de expansión. Al final de la expansión, el vapor se expulsa a baja presión y temperatura.



Fig. 3.4.- Imagen de expensor de rollo (scroll).

- **Expansor de tornillo:** las tecnologías de tornillo pueden ser de doble tornillo o de un solo tornillo y cuentan con dos o más rotores, que pueden tener cuerpos de rotor cónicos o esféricos. Estos dispositivos constan de rotores helicoidales con una separación de aproximadamente $50\ \mu\text{m}$, como se muestra en la **Fig. 3.5**. En los expansores de doble tornillo, los dos rotores helicoidales giran en direcciones opuestas, atrapando y comprimiendo el fluido de trabajo a medida que avanza a lo largo de los perfiles helicoidales. Este diseño es conocido por su alta eficiencia volumétrica y su capacidad para manejar grandes volúmenes de fluido con bajas pérdidas de energía. Los expansores de un solo tornillo, por otro lado, utilizan un rotor helicoidal que interacciona con una serie de engranajes planetarios, proporcionando una solución compacta y eficiente para aplicaciones de menor escala.



Fig. 3.5.- Imagen de expensor de doble tornillo (screw).

- **Expansor de Pistón recíprocante:** Como se muestra en la **Fig. 3.6**, el equipo de pistón opera en tres fases principales: admisión, expansión y escape. Durante la fase de admisión, la válvula se abre para permitir que el vapor de alta temperatura y presión llene la cámara. A continuación, en la fase de expansión, el vapor se expande mientras el pistón desciende. Una vez que el pistón alcanza su punto más bajo, la válvula de escape se abre para liberar el vapor a baja temperatura y presión. El ciclo se repite cuando el pistón vuelve al punto más alto y la válvula de escape se cierra.

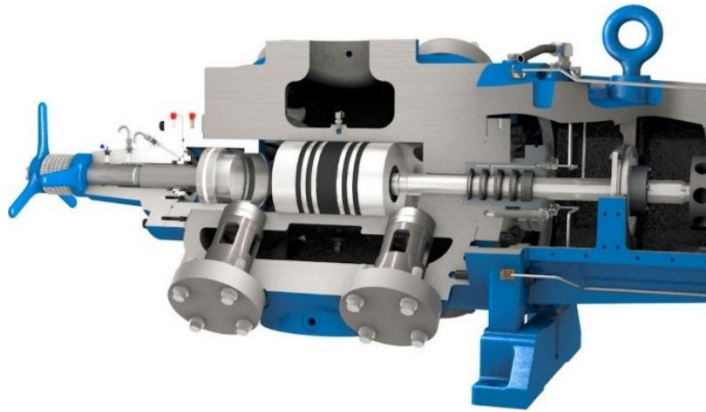


Fig. 3.6.- Imagen de expansor de pistón recíprocante.

- **Expansor de Paletas Rotativas:** Los dispositivos de desplazamiento positivo, como se muestra en la **Fig. 3.7**, constan de una carcasa, un rotor, ranuras para las paletas y las propias paletas. Durante su funcionamiento, un vapor a alta presión y temperatura ingresa por la entrada, lo que provoca la expansión y el movimiento del rotor. A medida que el rotor se desplaza, el volumen de expansión aumenta y las paletas se deslizan hacia fuera para formar un sello, manteniendo así los volúmenes aislados. La alta presión detrás de las paletas las mantiene en su lugar. Al final de la expansión, el vapor se expulsa.

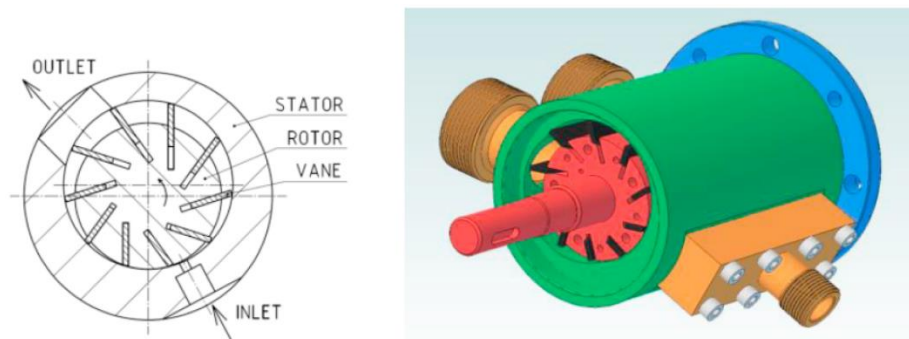


Fig. 3.7.- Imagen de expansor de paletas (vane).

3.3 Comparación de tecnologías de expansión

Para la correcta elección de la tecnología de expansión, se realizó la tabla comparativa (**Tabla 3.1**) con los resultados de comportamiento operativo encontrados en la literatura, los cuales señalan el comportamiento operacional común de estas tecnologías.

Tabla 3.1.- Resumen de la tecnología de expansión.

<i>Tecnología expansión:</i>	<i>Unidades:</i>	<i>Turbina</i>	<i>Rollo</i>	<i>Pistón</i>	<i>Paletas</i>	<i>Tornillo</i>
Potencia de salida:	kW	50 – 500	1 - 10	20 - 100	1 - 10	20 - 100
Velocidad rotacional:	rpm	8,000 – 80,000	500 – 2,500	-	<3200	<6000
Manejo de flujo másico:	(-)	Muy alto	Bajo	Medio	Bajo	Medio
Expansión de volumen:	(-)	Bajo	Medio	Alto	Alto	Medio
Cambio de fase:	(-)	No	No	No	Yes	Yes
Costo económico:	(-)	Alto	Medio	Medio	Bajo	Alto
Nivel de sellado	(-)	Alto	Medio	Alto	Bajo	Alto
Eficiencia isentrópica máxima:	%	87	83	65	45.2	72.4

En la **Fig. 3.8**, se muestra los rangos de potencia reportados en la literatura de las tecnologías de expansión volumétrica. Los expansores rollo y pistón presentan rangos de potencia de diseño semejantes. Por otra parte, las tecnologías de expansión de tornillo único o doble permiten la generación una mayor cantidad de trabajo, sin alcanzar las tecnologías de expansión de dinámica. Los expansores de paletas o trocoide compiten por ser la tecnología de expansión con menor manejo de generación de trabajo mecánico. (**Lemort & Legros, 2017**)

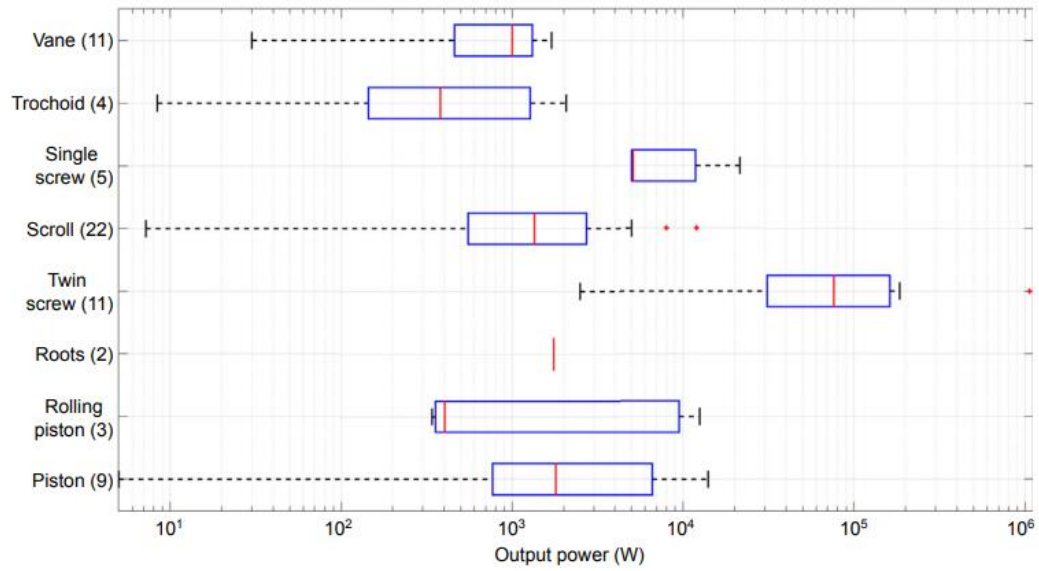


Fig. 3.8.- Rangos de potencia de salida por las tecnologías de expansión volumétrica en la literatura.

3.4 Modelos matemáticos de expansores

La modelación de sistemas termodinámicos es esencial para comprender y analizar el funcionamiento conjunto de sus componentes de manera teórica. Es crucial iniciar modelando los componentes principales, independientemente del objetivo del modelado. Los métodos comunes para analizar estos componentes incluyen enfoques determinísticos basados en CFD, métodos semiempíricos, empíricos y de coeficiente único. En la **Fig. 3.9** se ilustran estos métodos.

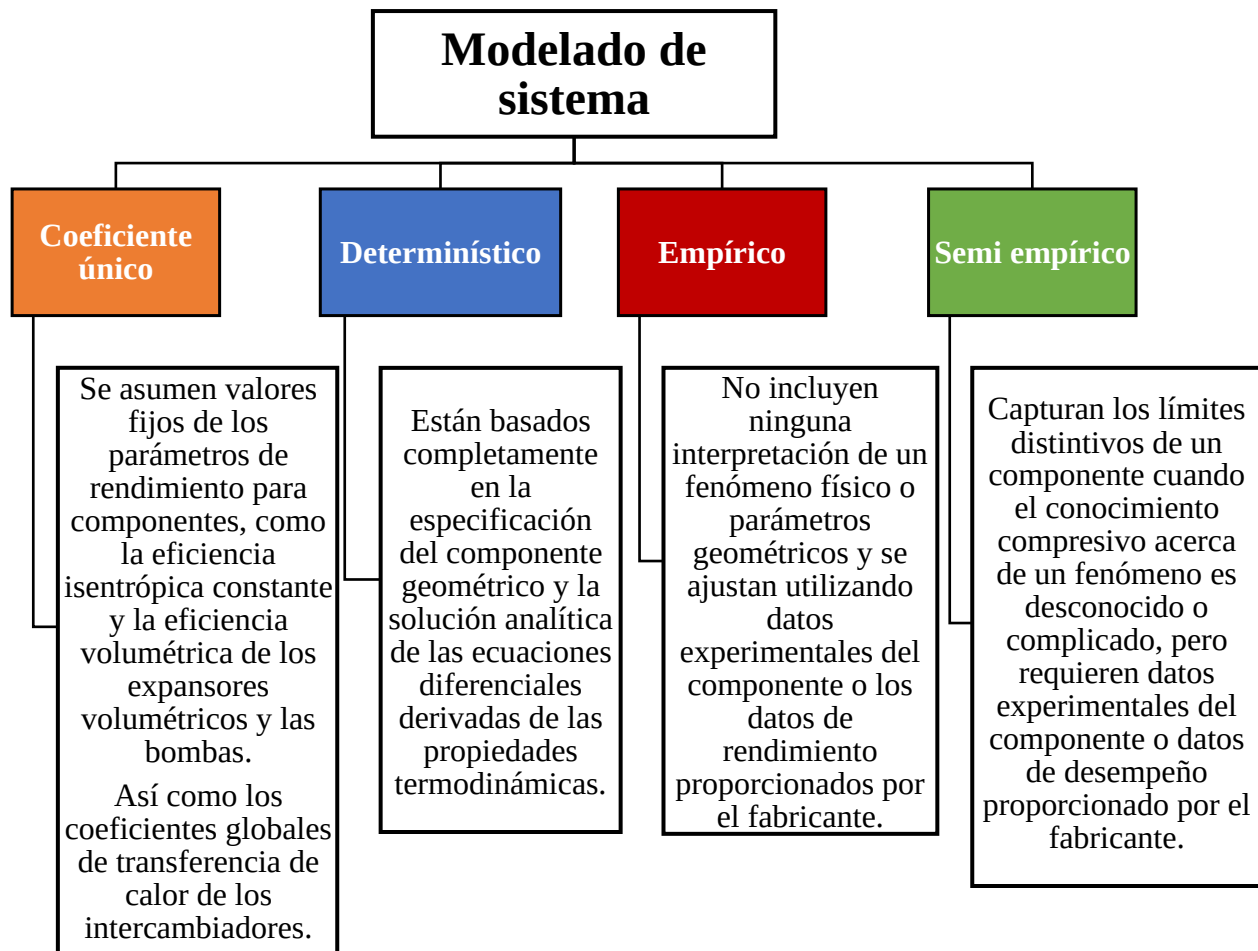


Fig. 3.9.-Esquema conceptual de definiciones de modelado de sistemas. (Moradi & Cioccolanti, 2024)

Los modelos semi empíricos son un compromiso entre los modelos determinísticos y empíricos. Se basan en un número limitado de ecuaciones físicamente significativas que describen los fenómenos más influyentes en el sistema. Ofrecen un buen equilibrio entre velocidad de

simulación, esfuerzos de calibración, precisión del modelado y capacidades de extrapolación. Los modelos semi empíricos se han utilizado ampliamente para el dimensionamiento y el modelado de intercambiadores de calor, compresores, expansores y bombas. (**Dumont et al., 2017b**)

En la **Fig. 3.10** se presenta un cuadro sinóptico de los enfoques de los modelos de máquinas volumétricas, sus parámetros comunes y términos, cual son sus aplicaciones y trabajo en el modelado en los componentes del sistema.

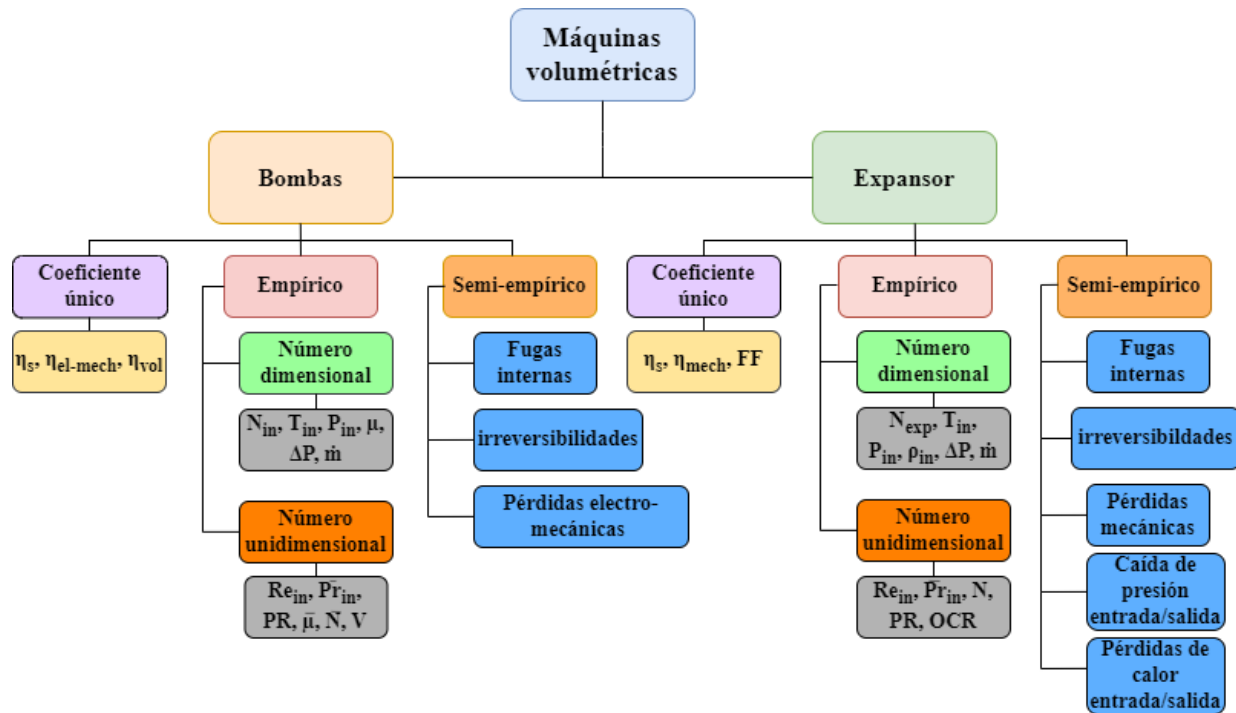


Fig. 3.10.- Enfoques de modelización de bombas volumétricas y expansores (parámetros y términos comunes).

3.4.1 Modelo semi empírico de expansor

El modelo propuesto por **Lemort et al. (2009)** describe el comportamiento operativo de un expansor de rolo, basándose en el modelo previamente descrito por **Winandy et al. (2002)** para un compresor hermético de rolo. Este modelo ofrece la ventaja de proporcionar un marco de trabajo que puede ser implementado en tecnologías de expansión volumétrica como el de rolo, tornillo, paletas y pistón. Además, en este modelo se consideran varios fenómenos físicos y de operación, como las pérdidas por sub-expansión y sobrepresión (debido a la relación volumétrica

fija de la máquina), las caídas de presión y transferencias de calor en los puertos de entrada y salida de la máquina, las pérdidas internas, mecánicas y de calor al ambiente, así como los fenómenos de recompresión.

En la **Fig. 3.11** se muestra el esquema conceptual del modelo del expansor. Por otra parte, en este modelo se comprende de una serie de pasos consecutivos para la descripción del fluido y sus cambios durante el transcurso del proceso de expansión: Pérdida de presión adiabática en la succión (su-su,1).

- Transferencia de calor en succión y descarga (su,1-su,2).
- Expansión adiabática y reversible para la presión “adaptada” impuesta por el BVR del equipo (su,2-ad).
- Expansión adiabática a volumen constante (ad-ex,2).
- Mezcla adiabática entre el flujo de suministro y el fugado (ex,2-ex,1).
- Enfriamiento o calentamiento isobárico del fluido a la salida (ex1-ex).

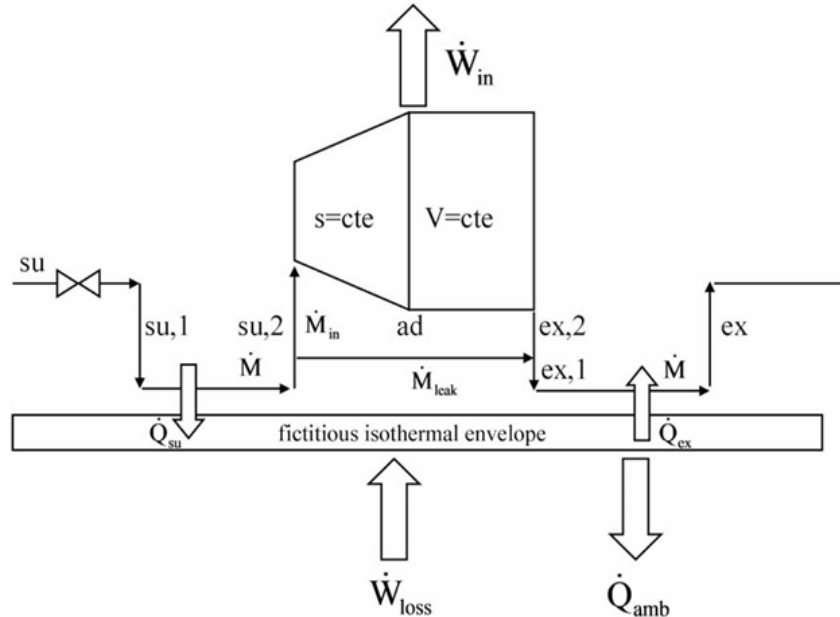


Fig. 3.11.- Representación esquemática de modelo semi empírico por [Lemort et al. 2009](#).

3.4.1.1 Descripción del modelo

Pérdida de presión adiabática en la succión:

1.- La caída de presión de alimentación ($P_{su}-P_{su1}$) considera todas las pérdidas de presión para el fluido de trabajo desde la tubería de alimentación a la cámara de aspiración.

$$\dot{M} = \frac{A_{su}}{v_{thr,su}} \sqrt{2(h_{su} - h_{thr,su})}$$

Transferencia de calor en succión y descarga:

2.- La transferencia de calor de la succión y escape se calculan mediante la introducción de una cubierta metálica ficticia de temperatura uniforme T_w . Está cubierta ficticia representa la masa de metal asociado a la carcasa y los rotores.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} * (h_{su,1} - h_{su,2}) = \left[1 - e^{\left(\frac{-AU_{su}}{\dot{M} * cp} \right)} \right] * \dot{M} * cp * (T_{su,1} - T_w)$$

$$AU_{su} = AU_{su,n} * \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0.8}$$

Fuga interna:

3.- Hay dos diferentes tipos de fuga típicas en un expansor: La fuga radial, que es debida a una separación entre la parte inferior o la placa superior, y los rotores y las fugas por los flancos que resulta del espacio entre los rotores. En este modelo, todas las fugas se agrupan en un único espacio de fuga ficticia, cuya área transversal A_{leak} es un parámetro por identificar. La tasa del flujo de fugas puede ser calculada de manera de flujo isentrópico a través de una boquilla convergente, cuya área de garganta es A_{leak} . La presión en la entrada de la boquilla sería P_{su2} donde la presión máxima en la garganta corresponde a la máxima presión entre la presión del escape y la presión crítica del fluido.

$$P_{thr,leak} = MAX(P_{ex,2}, P_{crit,leak})$$

$$P_{crit,leak} = P_{su,2} \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)} \right]$$

$$\dot{M}_{leak} = \frac{A_{leak}}{v_{thr,leak}} \sqrt{2(h_{su,2} - h_{thr,leak})}$$

Flujo de masa desplazado:

4.- El flujo de masa desplazado corresponde a la diferencia entre la tasa de flujo másico entrante $\dot{M}_{in}$ y la fuga de flujo másico $\dot{M}_{leak}$. La suma de ambas representa la $\dot{M}$.

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak} = \frac{\dot{V}_{s,exp}}{v_{su,2}} + \dot{M}_{leak} = \frac{N \cdot \dot{V}_{s,exp}}{v_{su,2}} + \dot{M}_{leak} = \frac{N}{v_{su,2}} * \frac{V_{s,cp}}{r_{v,in}} + \dot{M}_{leak}$$

Potencia interna

5.- El proceso de expansión se inicia cuando la cámara de succión deja de estar en comunicación con la línea de succión. El proceso de descarga comienza cuando las cámaras de descarga entran en comunicación con el conducto de escape.

La potencia interna $\dot{W}_{in}$ es producida por el dispositivo es la sumatoria de la potencia de succión $\dot{W}_{suc}$, la potencia de expansión $\dot{W}_{expan}$ y potencia de descarga $\dot{W}_{dis}$.

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{suc} + \dot{W}_{expan} + \dot{W}_{dis} = \dot{M}_{in}(h_{su,2} - h_{ex,2})$$

Potencia de succión

6.- El balance de energía a través de la cámara de succión, entre el comienzo y el final del proceso de aspiración puede expresarse:

$$\dot{W}_{suc} = \dot{M}_{in}(h_{su,2} - u_{su,2}) = \dot{M}_{in}P_{su,2}v_{su,2} = P_{su,2}\dot{V}_{s,exp}$$

Potencia de expansión

7.- El proceso de expansión se supone isentrópico. Por lo que el balance energético entre el comienzo y el final del proceso, queda como:

$$\dot{W}_{expan} = \dot{M}_{in}(h_{su,2} - P_{su,2}v_{su,2} - h_{ad} + P_{ad}v_{ad})$$

Potencia de descarga

8.- Así como en el proceso de succión, la ecuación de conservación de energía se aplica a la cámara de descarga, entre el comienzo y el final del proceso de descarga

$$\dot{W}_{dis} = -(r_{v,in}P_{ex,2}\dot{V}_{s,exp})$$

Potencia interna

9.- la potencia interna del expansor se puede obtener al combinar las ecuaciones potencia de expansión y descarga.

$$\dot{W}_{expan} = \dot{M}_{in}(h_{su,2} - P_{su,2}v_{su,2} - h_{ad} + P_{ad}v_{ad})$$

Potencia de eje

10.- Las pérdidas mecánicas $\dot{W}_{loss}$ son debido a la fricción entre los rotores y pérdidas en los cojinetes. En este modelo, todas las pérdidas están agrupadas en modelo de pérdidas por torque T_{loss} , que es un parámetro que identificar. El modelo asume que este torque es independiente de la velocidad rotacional por lo tanto se expresa:

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} = \dot{W}_{in} - 2 * \pi * N_{rot} * T_{loss}$$

Balance de energía en el expansor:

11.- Las pérdidas de calor hacia el medio ambiente son calculadas mediante la inclusión de un coeficiente de transferencia de calor global AU_{amb} entre el recubrimiento y el ambiente:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb}(T_w - T_{amb})$$

12.- Las pérdidas mecánicas son directamente introducidas dentro del recubrimiento. En estado estable, la temperatura del recubrimiento es calculado al realizar el balance de energía

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0$$

Estas ecuaciones del modelo nos permitirán cuantificar los diferentes tipos de pérdidas (Térmicas y mecánicas) y realizar un correcto criterio de elección del equipo de expansión más adecuado que se encuentre en el mercado. Todo esto con la finalidad de tener una mejor eficiencia en las condiciones de diseño establecidas.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO DE SISTEMAS PROPUESTOS DE DESALINIZACIÓN, ENFRIAMIENTO Y ENERGÍA ELÉCTRICA.

“En este capítulo se presenta el desarrollo teórico de la propuesta tecnológica del sistema trigenerativo planteado en este proyecto de tesis. Se describe la estructura física y operativa del sistema trigenerativo propuesto, se valida la simulación realizada en el software Aspen Plus de los procesos del sistema propuesto, se explica la metodología de estudio empleada para los estudios de sensibilidad y factibilidad técnica, y se analizan los resultados de las simulaciones en operación de producción única de desalinización, así como en los modos cogenerativo y trigenerativo.”

4.1 Descripción operativa del sistema trigenerativo MSF/MED al AV

En la **Figura 4.1** se presenta el sistema trigenerativo propuesto, el cual está constituido por: 1) el subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED y enfriamiento, 2) subsistema de expansión-generación eléctrica, 3) subsistema de extracción y adecuación de agua producto y 4) subsistema de enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera.

La operación del **subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED y enfriamiento** comienza al succionarse la corriente de agua de mar (**18b**) del tanque reservorio (**Seawater Tank**) y presurizarla a la presión de transporte (3 a 5 bar) mediante la bomba hidráulica (P_{sw2}), saliendo como la corriente (**22**). La cual se introduce al condensador (**Cond8**), donde absorbe el calor latente de condensación de la corriente de vapor de agua (**51**), precalentándose en el proceso. Luego, la corriente de agua de mar (**23**) pasa a través de los condensadores de las etapas posteriores, incrementando gradualmente su temperatura al adquirir el calor latente de condensación. Este proceso continúa hasta que alcanza la temperatura máxima de precalentamiento (65.5 °C) en el condensador (**Cond1**), saliendo como la corriente de agua de mar (**30**). Posteriormente, se introduce a la válvula de expansión (EV_{gen}), donde se realiza una caída de presión súbita hasta alcanzar la presión de saturación de la TBT del subsistema híbrido de desalinización MSF/MED. En seguida, ya como la corriente (**31**) ingresa al generador, donde recibe tanto calor sensible como latente, proveniente del fluido caloportador del campo de

colectores solares corriente (**88**). A la salida del generador (**GEN**), la corriente de agua de mar (**32**) se encuentra en dos fases (líquido-vapor) y se introduce en una cámara de separación líquido-vapor (**S_{br1}**) en donde se divide en dos: la corriente de salmuera concentrada (**33**) y la corriente de vapor (**34**).

La corriente de salmuera concentrada (**33**) se dirige a la segunda etapa de destilación flash, donde se introduce en la válvula de expansión (**EV_{br2}**). Esta válvula reduce súbitamente la presión a la condición de operación de la etapa 2, provocando el efecto de flasheo y la generación de vapor, lo que conlleva que la corriente de salmuera concentrada (**40**) se encuentre en dos fases. Por su parte, el flujo másico de la corriente de vapor de agua (**34**) es dividido por el divisor (**ST2**) el cual dirige una fracción de flujo másico hacia el expansor (**corriente 35**) y otra al condensador (**Cond1**) (**corriente 37**). La corriente de vapor de agua (**37**) se condensa por completo en el condensador (**Cond1**) y luego se dirige a la segunda etapa de destilación flash, donde se introduce en una válvula de expansión (**EV_{pw2}**) para reducir súbitamente su presión a la condición operativa de la etapa 2, lo que provoca el efecto de flasheo y la generación de vapor, resultando en una corriente de agua producto (**39**) en dos fases. Los vapores de flasheo generados por la brusca caída de presión de la salmuera y agua producto en la etapa 2, se dirigen hacia sus respectivos separadores líquido-vapor (**S_{pw2}**) y (**S_{br2}**), para después mezclarse en el mezclador (**Mix2**) y posteriormente condensarse en el condensador (**Cond2**). Las corrientes en estado líquido de agua producto y salmuera son dirigidas a las válvulas de expansión de la siguiente etapa (**EV_{br3}**) y (**EV_{pw3}**) para repetir este proceso sucesivamente hasta la octava etapa de destilación flash.

Al finalizar la octava etapa de destilación flash, se inician los efectos de destilación múltiple (MED). Los efectos de la MED involucran el uso de intercambiadores de calor para la evaporación o liberación de agua de las corrientes de salmuera, utilizando el vapor de agua generado en un efecto anterior. Además, en cada efecto se emplean dos separadores líquido-vapor; uno para el agua producto y otro para la salmuera concentrada, así como dos válvulas de expansión. Es importante destacar que, en los efectos de destilación múltiple, por sus temperaturas de operación, no se pueden utilizar los equipos de precalentamiento del agua de mar, lo cual es característico de los sistemas al alto vacío. El vapor de agua que activa la sección MED, se obtiene de la expansión súbita de la salmuera y agua producto de la etapa de la ocho de la sección MSF, donde la corriente de agua producto en dos fases (**49**) entra en el separador líquido-vapor (**S_{pw8}**) y se divide en dos:

una corriente de vapor (53) y una corriente de agua producto (54). Por su parte, la corriente de salmuera concentrada en dos fases (50) entra al separador líquido-vapor (S_{br8}) y se divide en la corriente de vapor (57) y la corriente de salmuera (56). Las corrientes (53) y (57) se mezclan en el mezclador ($Mix8$) y salen como la corriente (58), la cual va a activar el 1er efecto de la MED al ceder su calor latente y condensarse en el intercambiador de calor ($HX1$) saliendo como la corriente (60).

La corriente de salmuera concentrada (56) ingresa a la válvula de expansión (EV_{br9}), donde dicha válvula reduce súbitamente la presión hasta las condiciones operativas del efecto 1, además de provocar un efecto de flasheo y la generación de vapor, esta reducción de presión también conlleva una disminución de la temperatura en la corriente (59). La corriente en dos fases (59) es dirigida hacia el intercambiador de calor ($HX1$) donde recibe el calor latente de condensación de las corrientes de vapor (58). Este intercambio de calor es posible ya que la corriente vapor mencionada (**corriente 58**) están a una temperatura superior a la de la corriente de salmuera en dos fases (59), manteniendo una temperatura mínima de aproximación de ($\Delta T_{min} = 2.5^{\circ}C$) para llevar a cabo la transferencia de calor. Después de salir del condensador ($Cond8$), la corriente de agua producto (52) se dirige al mezclador ($Mix9$) junto con las corrientes de agua producto (54) y (60), saliendo como la corriente de agua producto (64). La corriente de agua producto (64) entra en la válvula de expansión (EV_{pw9}), donde la presión se reduce súbitamente a las condiciones operativas del efecto 1. Simultáneamente, la corriente de salmuera concentrada en dos fases (61) es dirigida hacia el separador líquido-vapor (S_{br9}) y se divide en dos: una corriente de vapor (62) y una corriente de salmuera concentrada (63), donde esta última ingresa en la válvula de expansión (EV_{br10}), donde la presión se reduce súbitamente a las condiciones operativas del efecto 2. Este proceso se repite secuencialmente hasta alcanzar el sexto efecto de destilación múltiple.

El **subsistema de expansión-generación eléctrica** comienza al recibir una fracción del flujo másico de vapor (**corriente 35**) proveniente del separador líquido-vapor de salmuera (S_{br1}). La corriente de vapor (35) se introduce en el expansor volumétrico, donde es succionada y admitida en una cámara de expansión. Durante este proceso de expansión, el volumen específico del vapor aumenta ($v_{36} > v_{35}$), lo que resulta en una disminución simultánea de su presión y temperatura. El estudio del subsistema de expansión detalla dos modos de operación distintos, caracterizados por trabajar con diferentes presiones de descarga. En el modo 1, se expande el volumen específico

de la corriente (35) hasta alcanzar la presión operativa del efecto 1 de la MED, mientras que en el modo 2 se expande para alcanzar la presión operativa del efecto 6 de la MED. Finalmente, el subsistema concluye con la inserción de la corriente en dos fases (36) en el separador líquido-vapor de agua producto correspondiente al efecto en el cual la presión de salida del expansor volumétrico coincida.

Al reinsertar la corriente en dos fases (36), el flujo másico de vapor de dicha corriente se combina con la fracción de flujo másico de vapor de la corriente en dos fases (65) dentro del separador de líquido-vapor (S_{pw9}). Esto resulta en un aumento en el flujo másico en la corriente de vapor (67) y, por consiguiente, en una mayor transferencia de calor dentro del intercambiador (HX2), lo que provoca una mayor generación de agua en forma de vapor de la corriente de salmuera de mar en dos fases (66). El fenómeno descrito se repite sucesivamente en los posteriores efectos MED, lo que incrementa la generación de agua producto y de capacidad de enfriamiento del sistema trigenerativo propuesto.

Cabe mencionar, que la energía cinética del fluido (**corriente 35**) es extraída por el proceso de expansión convirtiéndose en trabajo mecánico. Este trabajo mecánico se transfiere al movimiento giratorio por parte del rotor hacia el eje, posteriormente, el trabajo de eje se canaliza hacia un generador eléctrico para la conversión final en energía eléctrica aprovechable. La energía eléctrica producida por el expansor se emplea para el autoconsumo del sistema trigenerativo propuesto.

Después de salir del sexto efecto, la corriente de agua producto (84) se mezcla en el mezclador (Mix6) con la corriente acumulada de agua producto (82) de etapas y efectos previos de destilación, dando lugar a la corriente de agua producto final (85). Esta última pasa a una válvula de 3 vías (3WV), cuya función principal es controlar la dirección y/o la división de la corriente de agua producto (85). Es importante destacar que la corriente de agua producto (85a) se utiliza como fluido refrigerante debido a que se encuentra en estado de saturación, con una temperatura de 4°C y una presión de 0.81 kPa. El suministro del fluido refrigerante hacia el evaporador (**corriente 85a**) está condicionado por la válvula de 3 vías (3WV), permitiendo su uso parcial o total, según la necesidad de enfriamiento requerida por el usuario. Por otro lado, la corriente de agua producto (85b) se dirige a una columna barométrica (BC2) donde se incrementa su presión y es descargada en tanque de agua producto. Las corrientes de vapor (1) y (2) a baja temperatura y a presión de vacío se conducen al eyector (EJ1) para su condensación por incremento de presión.

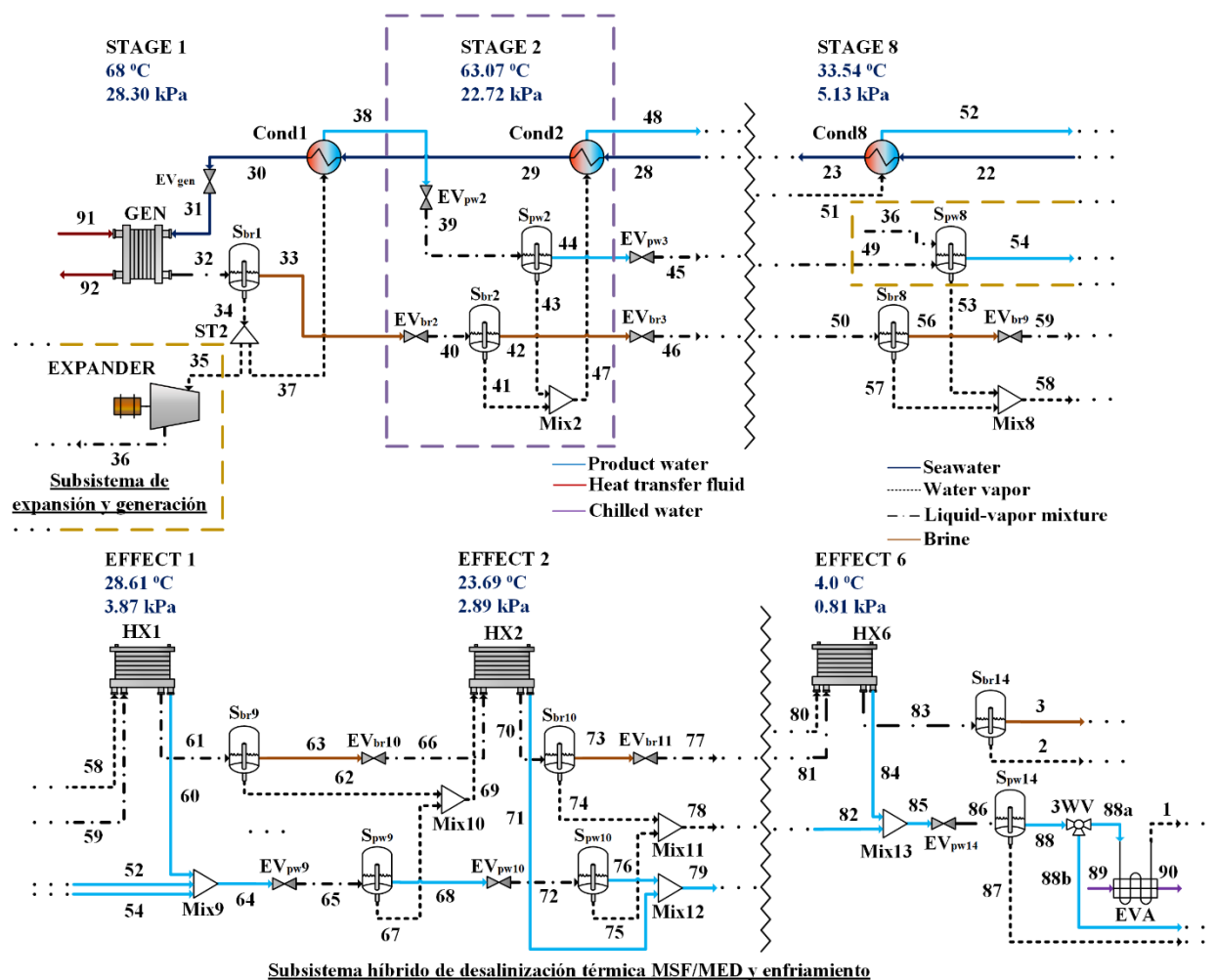


Fig. 4.1.-Diagrama de Subsistemas: Desalinización Térmica MSF/MED y Enfriamiento, Expansión y Generación Eléctrica.

En la **Fig. 4.2 y 4.3** se muestra el **subsistema de extracción y adecuación de agua producto**, el cual incluye dos eyectocondensadores; uno que enfría el fluido motriz con salmuera y otro con agua de mar. El principio de funcionamiento del eyectocondensador, al igual que un eyector convencional, comienza con el fluido motriz ingresando al eyector (**corrientes 9 y 14**), donde atraviesa la boquilla motriz convergente-divergente, aumentando su velocidad y reduciendo su presión (**corrientes 9sc y 14sc**). Esto succiona y arrastra al fluido secundario (**6 y 5a**) hacia el interior de la cámara de succión del eyector. Posteriormente, ambas corrientes pasan a la cámara de mezclado, donde se combinan, provocando una transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa, saliendo como las corrientes (**9m y 14m**). Dentro de la cámara de mezclado del eyector, se produce una onda de choque debido a la desaceleración de la corriente mezclada, lo que resulta

en un aumento de presión y temperatura de la mezcla, todo como resultado de los fenómenos de transporte antes mencionados. Posteriormente, la mezcla de fluido motriz y succionado (también llamados primario y secundario) entra en el difusor, donde al incrementar el área transversal del eyector se disminuye su velocidad, provocando un aumento de presión y con ello lograr la condensación total del vapor de agua. Finalmente, la mezcla condensada (**10 y 15**) se dirige hacia las columnas barométrica (**CB1 y CB3**) debido a que se encuentra bajo presión de vacío, antes de ser depositadas en el tanque de almacenamiento de agua producto a presión atmosférica.

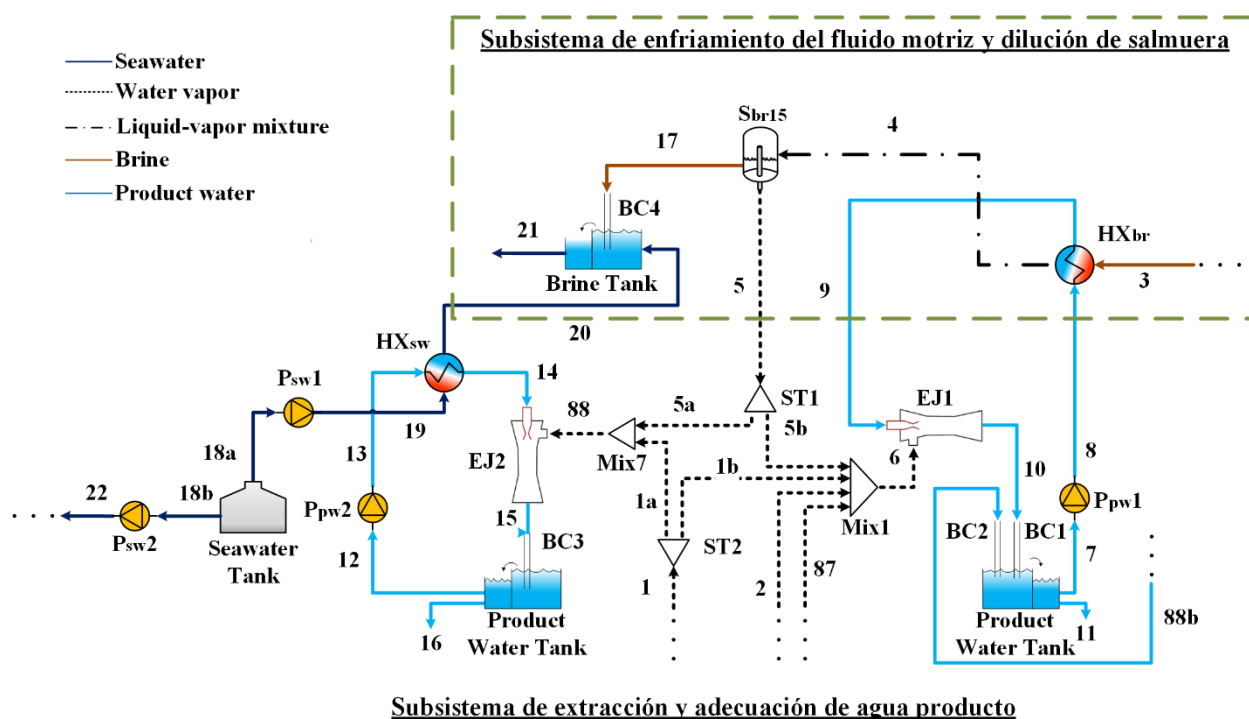


Fig. 4.2.- Diagrama de Subsistemas: Extracción y Adecuación de Agua Producto, Enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera.

El proceso de eyectocondensación provoca un aumento de temperatura en las corrientes mezcladas a la salida del eyector debido a la transferencia de calor de condensación del fluido secundario al fluido primario. Este aumento de temperatura, provoca una tendré acumulación de energía en el tanque de almacenamiento de agua producto, de donde se extrae el fluido motriz. Para contrarrestar el aumento de temperatura, se utilizan los intercambiadores de calor (**HX_{br}**) y (**HX_{sw}**) en sus respectivos circuitos de eyectocondensación. El intercambiador de calor (**HX_{br}**) utiliza la corriente de salmuera concentrada (**3**) como corriente fría (**4°C**), lo que posibilita reducir la temperatura de

la corriente del fluido motriz (**9**) a 9°C. Por otro lado, el intercambiador de calor (**HX_{sw}**) emplea la corriente de agua marina (**19**) como corriente fría (25°C), permitiendo una temperatura de la corriente del fluido motriz (**14**) de 28.5°C. La corriente de salmuera en dos fases (**4**) se divide en dos en el separador líquido-vapor (**S_{br15}**). La corriente de salmuera concentrada (**17**) se direcciona hacia la columna barométrica (**BC4**), para incrementar su presión y ser posteriormente depositada en el tanque de disolución de salmuera, donde se une con de la corriente de agua de mar (**20**). La corriente de vapor (**5**) ingresa al divisor de flujo (**ST1**) para el control del flujo másico de vapor a condensar en ambos eyectocondensadores. El eyectorcondensador (**EJ1**) condensa la corriente de vapor (**6**), que consiste en la suma de los vapores provenientes del evaporador (**1**), el sexto efecto (**2**) y la corriente de vapor (**5b**). Por otro lado, el eyectorcondensador (**EJ2**) se encarga de condensar el vapor restante (**88**) que no fue introducido en el primer eyectorcondensador.

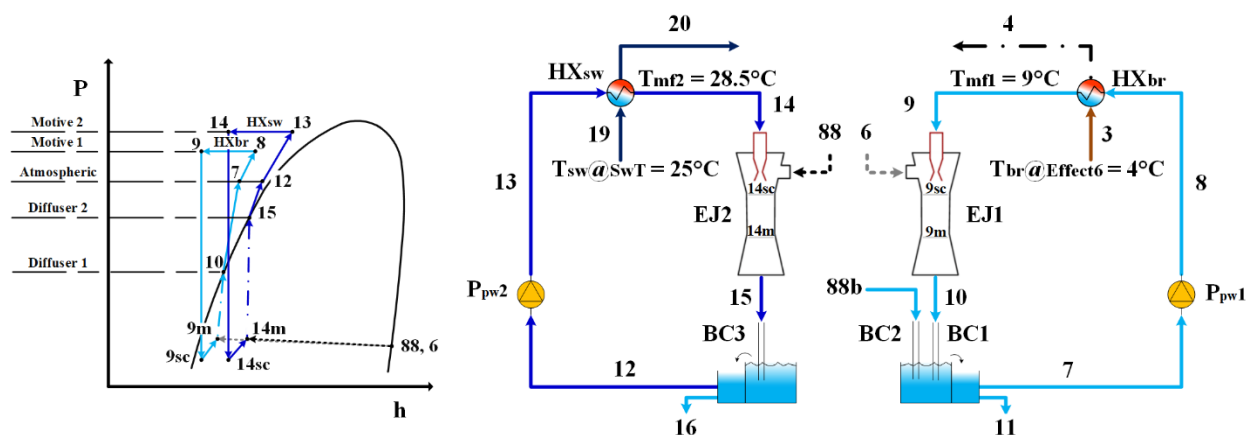


Fig. 4.3.- Diagrama P-h del Subsistema de Extracción y Adecuación de Agua Producto.

4.2 Características principales del sistema:

- El sistema trigenerativo propuesto implementa una tecnología híbrida de desalinización térmica, que consiste en un proceso MSF de 8 etapas (con rangos de presión de 28.3 a 5.1 kPa) y un proceso MED de 6 efectos (con rangos de presión de 3.8 a 0.8 kPa), operando en condiciones de alto vacío.
- En el subsistema de extracción y adecuación de agua producto, incrementa la producción del agua producto al emplear la corriente de salmuera concentrada como fluido disipador de calor en el primer circuito de eyectocondensación.

- Se utilizan dos eyectores bifásicos a diferentes temperaturas de operación en el fluido motriz para el proceso de eyectocondensación.
- El subsistema de expansión-generación eléctrica incrementa la producción de agua producto y de enfriamiento, al expandir el vapor de la etapa 1 de destilación flash y reintroducirlo en el efecto 1 o 6 de destilación múltiple efecto.
- Por no tenerse gradiente de temperatura, en la sección MED no se utilizan precalentadores y todo el vapor generado en un efecto se utiliza en el siguiente efecto, lo cual incrementa la producción de agua producto.
- En el subsistema de extracción y adecuación de agua producto, se condensa y controla el vapor adicional generado al utilizar la salmuera para enfriar el fluido motriz. Este control se realiza con el fin de establecer un límite en la generación de vapor para garantizar el correcto funcionamiento de los eyectocondensadores.

4.3 Metodología de estudio:

La propuesta tecnológica del sistema trigenerativo integra componentes como intercambiadores de calor, separadores líquido-vapor, válvulas de expansión y un expansor. Se realizó una revisión exhaustiva de la literatura para definir el programa de simulación más adecuado, el cual permita estudiar el comportamiento operativo y las condiciones de diseño del sistema, estableciendo así los límites de producción de agua producto, enfriamiento y energía eléctrica.

4.3.1 Proceso de simulación en Aspen Plus:

La evaluación de la factibilidad técnica de la propuesta tecnológica se llevó a cabo mediante el uso del software de simulación Aspen Plus, el cual permite el desarrollo, análisis operativo y evaluación económica de procesos químicos y petroquímicos. Además, cuenta con bases de datos de propiedades termoquímicas de sustancias y compuestos que ayudan a los cálculos de los distintos estados termodinámicos de las corrientes de estudio. Su arquitectura modular permite la interacción integral entre bloques especializados, como intercambiadores de calor, separadores, etc., lo que facilita la representación y simulación de procesos y fenómenos termodinámicos de interés para el estudio operativo de los subsistemas de la tecnología propuesta en este proyecto.

En la **Fig. 4.4** se presenta el diagrama de metodología general del proceso de simulación en Aspen Plus.

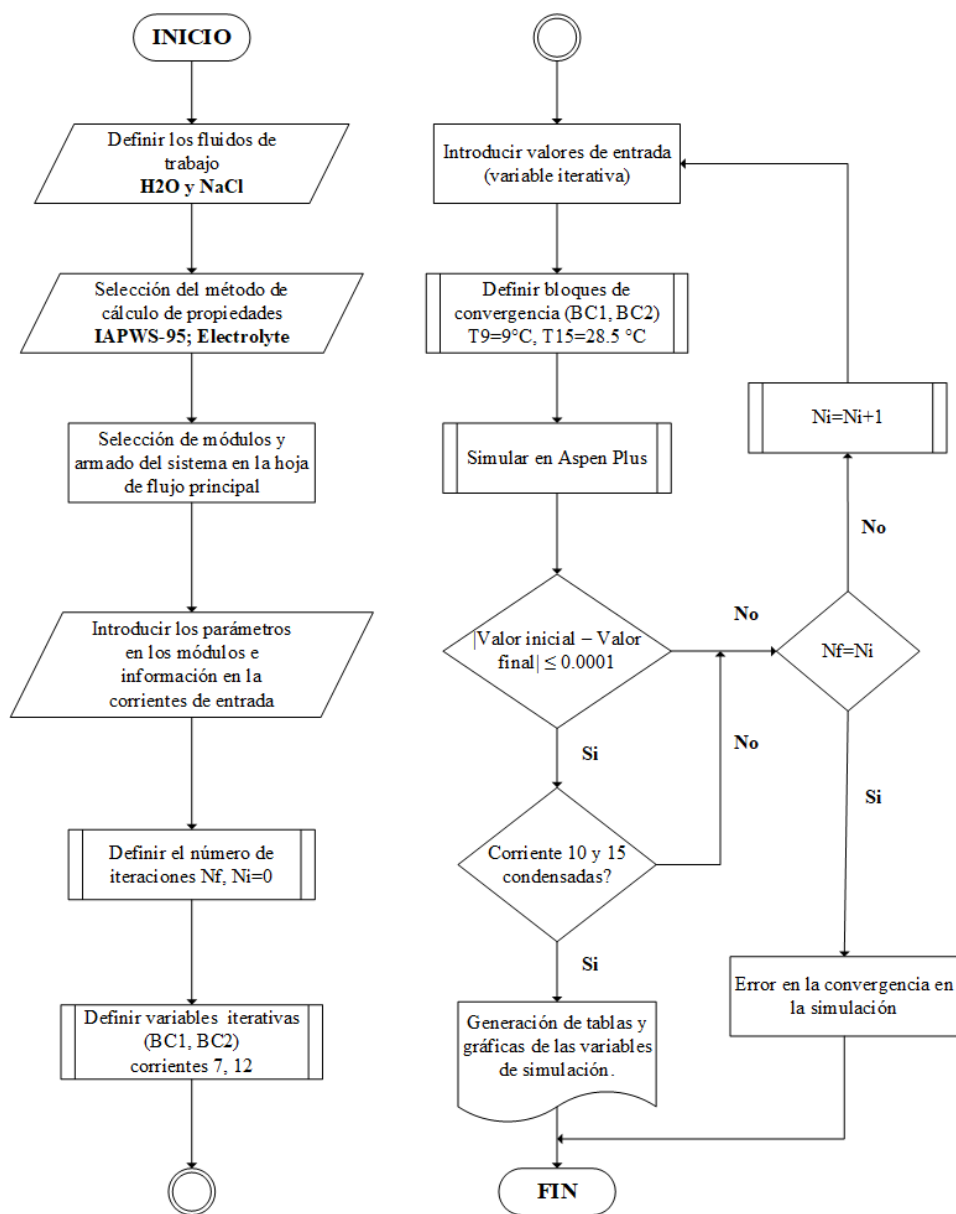


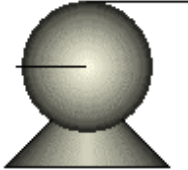
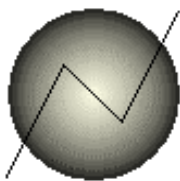
Figura 4.4.- Diagrama de metodología general y el proceso de simulación en Aspen Plus.

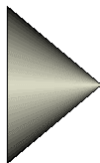
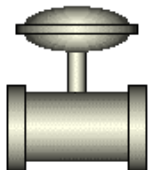
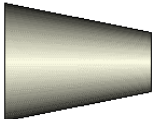
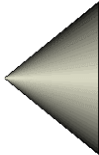
El proceso de simulación del sistema propuesto comienza con la ejecución de los cálculos de las propiedades termodinámicas utilizando los métodos previamente seleccionados, como IAPWS-95 para el agua y Electrolyte para las corrientes y módulos que trabajen con agua de mar. Estos cálculos se aplican a las corrientes de procesos y a los módulos específicos (HEAT X, PUMP,

FLASH2, HEATER, FSPLIT, MIXER, VALVE, COMPR) para obtener resultados detallados. Luego, se procede a la configuración y ejecución de la simulación, donde se simulan las interacciones y comportamientos del sistema trigenerativo bajo condiciones específicas. Durante el proceso de simulación, se utilizan bloques de convergencia que incluyen variables iterativas. Los resultados obtenidos de estas variables se registran y analizan para evaluar el desempeño del sistema propuesto y validar su funcionamiento de acuerdo con los criterios establecidos.

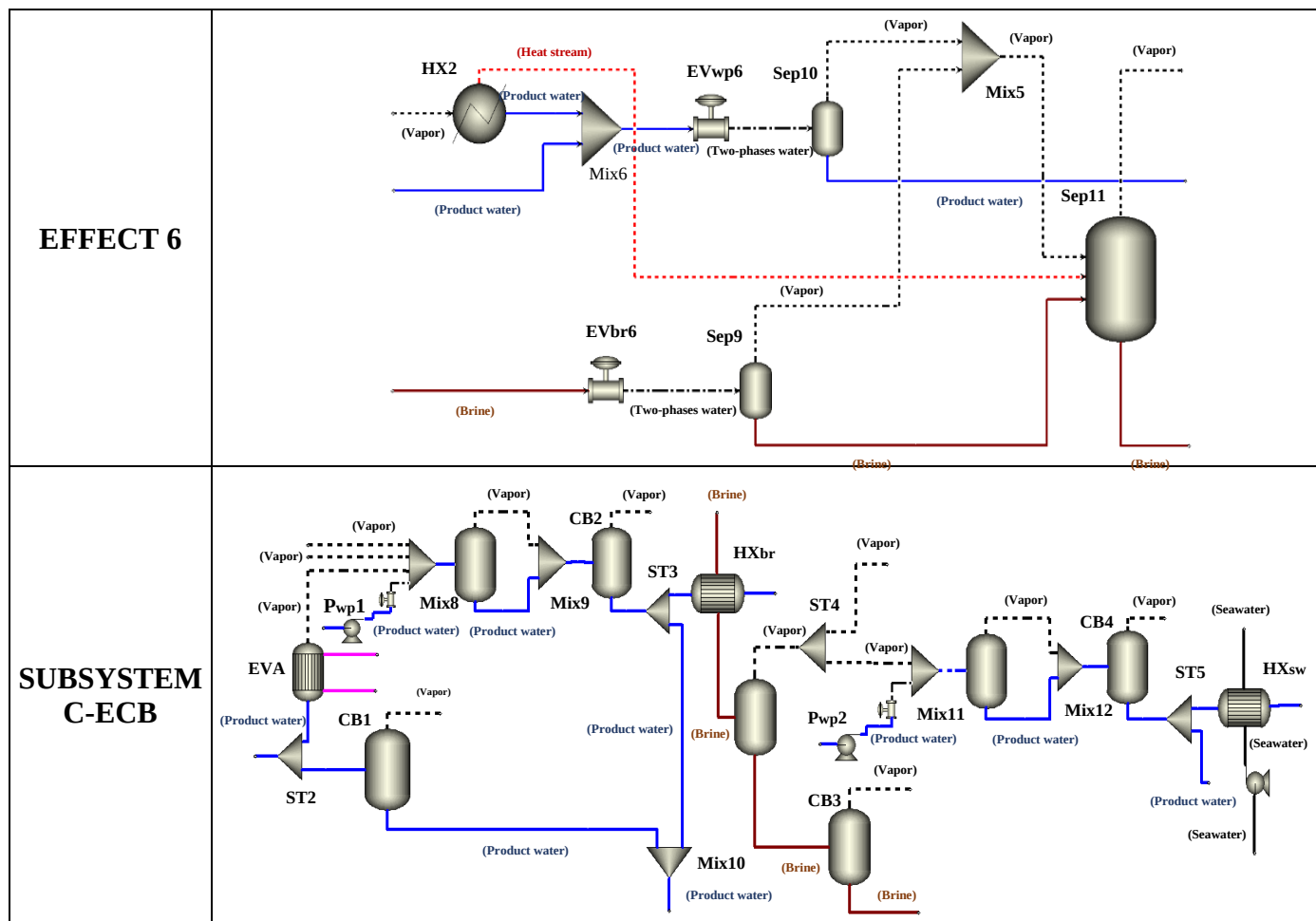
En la **Tabla 4.1** se muestran; los nombres de los componentes representados, los bloques en Aspen Plus utilizados, la simbología y las ecuaciones generales empleadas en la construcción del sistema.

Tabla 4.1.- Componentes, bloques en aspen plus y ecuación general del sistema propuesto.

<i>Componente</i>	<i>Bloque en Aspen Plus</i>	<i>Simbología</i>	<i>Ecuación general</i>
• Generador (Gen) • Evaporador (EVA) • Disipador 1 (HXbr) • Disipador 2 (HXsw)	HEAT X		• $\dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{88}h_{88} = \dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{89}h_{89}$ • $\dot{m}_{85a}h_{85a} + \dot{m}_{86}h_{86} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{87}h_{87}$ • $\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_9h_9$ • $\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{20}h_{20}$
• Bomba 1 (Ppw1) • Bomba 2 (Ppw2) • Bomba 3 (Psw1) • Bomba 4 (Psw2)	PUMP		• $\dot{W}_1 = \dot{m}_7v_7(P_8 - P_7)/Eff$ • $\dot{W}_2 = \dot{m}_{12}v_{12}(P_{13} - P_{12})/Eff$ • $\dot{W}_3 = \dot{m}_{18a}v_{18a}(P_{19} - P_{18a})/Eff$ • $\dot{W}_4 = \dot{m}_{18b}v_{18b}(P_{22} - P_{18b})/Eff$
• Etapa n	FLASH2		• $\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{Q}_{in} = \dot{m}_{vap}h_{vap} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$
• Efecto n	FLASH2		• $\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{Q}_{in} = \dot{m}_{vap}h_{vap} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$
• Condensador 1 (PH1) • Condensador 2 (PH2) • • • Condensador 8 (PH8)	HEATER		• $\dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{37}h_{37} = \dot{m}_{30}h_{30} + \dot{m}_{38}h_{38}$ • $\dot{m}_{28}h_{28} + \dot{m}_{47}h_{47} = \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{48}h_{48}$ • • • $\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{51}h_{51} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{52}h_{52}$

<i>Componente</i>	<i>Bloque en Aspen Plus</i>	<i>Simbología</i>	<i>Ecuación general</i>
• Mezclador n	MIXER		• $\sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{m}_{out} h_{out}$
• Válvula Exp. n	VALVE		• $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$ • $h_{in} = h_{out}$
• Expansor	COMPR		• $\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{in} v_{out} (P_{in} - P_{out}) / Eff$
• Divisor 1 (ST1) • Divisor 2 (ST2)	FSPLIT		• $\dot{m}_{in} h_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out}$

En la **Tabla 4.2** se presenta la configuración de interconexión entre los bloques utilizados, para la representación de los subsistemas del sistema trigenerativo propuesto y su estructura en la página de flujo principal en Aspen Plus. Los subsistemas: híbrido de desalinización térmica MSF/MED y enfriamiento, así como el Expansor-generator, están representados en los procesos STAGE 1 y ACTIVATION SOURCE, STAGES 2 to 8, EFFECTS 1 to 5, y EFFECTS 6. Por otro lado, los subsistemas: de extracción y adecuación de agua producto, y enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera, son representados en el proceso de SUBSYSTEM C-ECB (Cooling-Ejectocondenser Barometric).



4.3.2 Parámetros del sistema:

En el estudio operativo del sistema trigenerativo propuesto, se establecieron los parámetros detallados en la **Tabla 4.3** y se varió el flujo de alimentación de agua de mar al sistema, así como el calor de activación suministrado al generador. El flujo de alimentación del agua de mar se encuentra a 25°C y se considera una concentración de 35,000 ppm del compuesto NaCl, lo cual limita una TBT en el agua de mar de 68°C para evitar problemas de corrosión como reporta **Palenzuela et al. (2014)**.

Tabla 4.3.- Parámetros de operación del sistema trigenerativo MSF/MED al alto vacío

Parámetros	Unidades	
No. de etapas Flash	-	8
No. de efectos MED	-	6
No. De precalentadores	-	8
Temperatura superior de la salmuera (TBT)	°C	68
Temperatura inferior de la salmuera (BBT)	°C	4
ΔT efectos	°C	4.92
Temperatura del agua de mar de alimentación	°C	25
Concentración del agua de mar de alimentación	ppm	35,000

La simulación en Aspen Plus, especialmente con corrientes de recirculación, requiere una inicialización y definición de las variables iterativas, como se indica el diagrama de la metodología. Estas variables se utilizan para resolver de forma iterativa el proceso y solución de simulación. Al realizar la simulación del comportamiento operativo del sistema, se consideran los siguientes supuestos básicos.

4.3.3 Supuestos básicos:

Para la realización del estudio de simulación operativa del sistema propuesto se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones, tanto para el modo trigenerativo como para el cogenerativo:

- Se analiza la factibilidad técnica y el comportamiento del sistema propuesto en estado estacionario.
- El subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED utiliza una TBT de 68°C y una BBT de 4°C.
- El intercambio de calor de las etapas y efectos contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 2.5°C.
- Se establece una temperatura de precalentamiento final en el agua de mar de $T_{30} = 65.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Se considera una eficiencia isentrópica del 85 % del equipo hidráulico de bombeo ($P_{sw1}, P_{sw2}, P_{wp1}, P_{wp2}$).
- Se considera una eficiencia isentrópica del 85% del expansor (*Expander*).
- Presión de descarga del expansor (*Expander*) es de 5.129 kPa.

- Se utiliza en su totalidad el agua producto condensada como fluido refrigerante, en operación trigenerativa.
- La caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.
- Las propiedades del estado referencia: temperatura de 25°C y presión absoluta de 1 atm.

4.3.4 Indicadores de desempeño energético del sistema:

Los indicadores de desempeño seleccionados evalúan en producción única, cogenerativa y trigenerativa los productos del sistema. Las ecuaciones se definen con base al balance de energía por primera ley de la termodinámica.

En la evaluación de rendimiento de desalinización se utilizaron los siguientes indicadores: Recovery Ratio (**RR**), Performance Ratio (**PR**) y Performance Ratio global (**PR_{global}**). El indicador RR (**Eq. (4.1)**) representa la fracción del agua de mar que se convierte en agua desalinizada. Para evaluar el suministro térmico del sistema, se empleó el indicador PR (**Eq. (4.2)**), que describe la relación entre el flujo de agua producida y la energía térmica suministrada. Además, se propone otro indicador, el PR_{global} (**Eq. (4.3)**), que considera el requerimiento energético térmico y eléctrico suministrado al sistema (*citar al Dr. Cris*).

$$RR = \frac{\dot{m}_{agua\ producto}}{\dot{m}_{agua\ de\ alimentación}} \quad (4.1)$$

$$PR = \frac{\dot{m}_1 * (2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN}} \quad (4.2)$$

$$PR_{global} = \frac{\dot{m}_1 * (2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN} + \sum \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (4.3)$$

Se analizó el rendimiento de producción de enfriamiento del sistema utilizando el indicador del Coefficient of performance (**COP**) (**Eq. (4.4)**), que relaciona la capacidad de enfriamiento del sistema con el suministro energético (térmico y/o eléctrico) requerido. Se utilizó la ecuación de COP_{global} (**Eq. (4.5)**) propuesta por **López-Zavala et al. (2023)**, para evaluar el rendimiento de la producción simultánea de desalinización y enfriamiento.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + \sum \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (4.4)$$

$$COP_{Global} = \frac{\dot{Q}_{EVA} + \dot{m}_1(2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN} + \sum \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (4.5)$$

Para el estudio del consumo energético se utilizaron los siguientes indicadores: Electrical Coverage (**EC**), Consumo específico de energía eléctrica (**SEEC**), Consumo específico de energía térmica (**STEC**) y Consumo específico de energía (**SEC**). Electrical Coverage describe el porcentaje de demanda eléctrica del sistema que es satisfecha por la generación eléctrica del expansor (**Eq. (4.6)**).

$$EC (\%) = \frac{\dot{W}_{exp.}}{\sum \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (4.6)$$

SEC se define como la relación entre la cantidad de energía consumida (eléctrica o térmica) y la capacidad de agua producida (**Eq. (4.7)**). El consumo específico total es la suma del consumo específico eléctrico y térmico (**Eq. (4.8)**).

$$SEEC \text{ or } STEC = \frac{\text{Total electrical or thermal energy consumption (kW)}}{\text{Water product capacity (m}^3\text{/h)}} \quad (4.7)$$

$$SEC = SEEC + STEC \quad (4.8)$$

El desempeño operativo del eyectocondensador se evaluó con respecto a la segunda ley de la termodinámica. Se cuantificó el contenido exergético de las corrientes que ingresan al eyector utilizando la (**Eq. (4.9)**). Por otra parte, para el estudio de factibilidad termodinámica se empleó la (**Eq. (4.10)**), la cual determina la destrucción exergética. Asimismo, para el cálculo de eficiencia exergética del eyectocondensador se emplea la (**Eq. (4.11)**)

$$\dot{Ex} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (4.9)$$

$$\sum \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T}) + \sum \dot{Ex}_{in} - \sum \dot{Ex}_{out} - \sum \dot{W} - \dot{Ex}_{des} = 0 \quad (4.10)$$

$$\eta_{\psi} = \frac{\text{Exergía}_{salida}}{\text{Exergía}_{entrada}} \quad (4.11)$$

4.3.5 Validación de simulación:

La validación se realizó en dos partes: 1) el subsistema de eyectocondensación barométrica y 2) Sistema de desalinización. Para la primera parte se utilizó el trabajo experimental reportado por *Sağ et al., (2017)* el cual corresponde al estudio de destrucción exergética de los componentes de un sistema de enfriamiento por eyecto compresión.

El subsistema de eyectocondensación barométrica, al igual que el trabajo reportado por *Sağ et al. (2017)*, utiliza un eyector bifásico líquido-vapor. Sin embargo, en el trabajo reportado por *Sağ et al. (2017)*, dicho eyector bifásico se implementa en un sistema de enfriamiento por eyecto compresión. Además, el autor señala la condensación parcial a la salida del eyector como una condición de diseño, a diferencia de la condensación total dentro del eyectocondensador propuesto en este trabajo de tesis. Por lo tanto, se realizó una comparación entre los resultados operativos del sistema experimental y los obtenidos mediante la simulación en Aspen Plus, con el objetivo de analizar el desempeño operativo y estudiar el proceso de condensación parcial en el eyector bifásico simulado en Aspen Plus. Según se evidencia en la **Tabla 4.4**, el error promedio de los resultados es inferior al 1.5%. Al evaluar el desempeño operativo del sistema mediante la primera ley de la termodinámica, se observa que la capacidad de enfriamiento, el trabajo del compresor y el Coeficiente de Rendimiento (COP) no presentan errores mayores al 0.5%. Además, el desempeño operativo del eyector bifásico muestra un error máximo del 1.829%, lo que demuestra la viabilidad de realizar el estudio del eyector en Aspen Plus.

Tabla 4.4.- Comparación de resultados operativos del estudio experimental reportador por (*Sağ et al., 2017*) y modelo de elaboración propia.

Parámetros	Unidades	<i>Sağ et al. (2017)</i>	<i>This work</i>	<i>Error (%)</i>
Temperatura de salida del condensador	°C	57.64	59.02	2.394
Temperatura de salida del evaporador	°C	11.63	11.03	5.159
Temperatura de salida del eyector	°C	13.12	12.88	1.829
Presión de salida del eyector	kPa	456.00	456.00	0.000
Relación de arrastre	-	0.65	0.647	0.767
COP	-	2.12	2.115	0.236
Trabajo de compresor	kW	2.11	2.10	0.332
Capacidad de enfriamiento	kW	4.47	4.45	0.470
Error Promedio:				1.398

El estudio experimental realizado por **Sağ et al. (2017)** sobre la destrucción de exergía de cada componente del sistema de enfriamiento por eyectocompresión se utilizó para comparar los resultados experimentales con los generados por Aspen Plus.

En la **Tabla 4.5** se presenta la destrucción exergética de cada componente del sistema de enfriamiento por eyecto compresión. Los resultados muestran un error promedio total del 4.44%, destacando el condensador como el componente con el mayor porcentaje de error, alcanzando el 9.4%. En contraste, el eyector, que es el componente de mayor interés, presenta un error del 0.27%.

Tabla 4.5.- Comparación de destrucción de exergía entre los resultados experimentales de (**Sağ et al., 2017**) y la simulación en Aspen Plus.

<i>Componente</i>	<i>Unidades</i>	<i>Sağ et al., 2017</i>	<i>This work</i>	<i>Error (%)</i>
Condensador	W	71.88	78.64	9.4
Compresor	W	974.3	917.5	5.82
Evaporador	W	87.03	84.78	2.58
Válvula de expansión	W	0.46	0.5	8.76
Eyector	W	188.2	188.71	0.27
Separador	W	35.76	35.61	0.42
Exergía Total:	W	1357.63	1305.74	3.82
Error Promedio:				4.44

En la segunda parte de la validación, se empleó el trabajo presentado por **López-Zavala et al. (2023)**. El sistema de desalinización y enfriamiento con eyectocondensador barométrico que describen comparte similitudes en los principios de operación con el sistema trigenerativo MSF/MED propuesto. La información detallada sobre los parámetros y consideraciones fundamentales para la simulación de este sistema se presenta en la **Tabla 4.6**.

Tabla 4.6.- Consideraciones principales y rangos de valores de los parámetros del sistema propuesto por (López-Zavala *et al.*, 2023) y la simulación en Aspen Plus.

<i>Parámetros</i>	<i>Unidades</i>	<i>López-Zavala et al., 2023</i>	<i>This work</i>
No. Efectos	-	14	14
TBT	°C	70	70
BBT	°C	37	37
ΔP efectos	kPa	3.13	3.13
ΔT efectos	°C	2.5	2.5
Rango de temperatura de operación	°C	70 - 35	70 - 35
Concentración de agua de mar	ppm	35,000	35,000
Temperatura del agua de mar	°C	27	27
Flujo de la fuente caliente	kg/s	1.611	1.611
Temperatura de la fuente caliente	°C	95	95

En la **Tabla 4.7** se presentan la comparativa de ambas simulaciones respecto a los indicadores de desempeño de desalinización y enfriamiento, así como la integración energética interna y la transferencia de calor en el subsistema de eyectocondensación barométrica. Se observa un error máximo del 0.638% en los indicadores de desempeño de desalinización y enfriamiento, un error máximo del 0.156% en la integración energética interna (precalentamiento) y un error máximo del 2.8% en la sección del subsistema de eyectocondensación barométrica.

Tabla 4.7.- Validación de simulación entre los resultados teóricos de (*López-Zavala et al., 2023*) y la simulación en Aspen Plus.

<i>Resultados</i>	<i>Unidades</i>	<i>López-Zavala et al. (2023)</i>	<i>This work</i>	<i>Error (%)</i>
Temperatura del agua de mar a la salida del condensador	°C	32	31.96	0.125
Temperatura del agua de mar a la salida del PH@12	°C	64	64.1	0.156
Capacidad de agua producto	kg/s	0.865	0.859	0.694
PR	-	11.6	11.53	0.603
RR	-	0.53	0.5274	0.491
COP	-	4.7	4.67	0.638
COP _{global}	-	9.325	9.291	0.365
Capacidad de enfriamiento	kW	2042.87	2028.59	0.699
Condensador	kW	152.82	151.76	0.694
Relación de arrastre	-	0.0025	0.00243	2.800
Disipador	kW	2297.54	2310.49	0.564
Error Promedio:				0.47

4.4 Análisis y discusión de resultados.

4.4.1 Resultados de comportamiento operativo de los subsistemas de desalinización térmica MSF/MED, extracción y adecuación de agua, y enfriamiento del fluido motriz, en producción única de desalinización.

El sistema trigenerativo propuesto tiene como estructura central al subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED. El análisis y desarrollo de la propuesta tecnológica, comienza con un estudio paramétrico que evalúa el sistema de desalinización MED al alto vacío y su transición a un sistema híbrido de desalinización MSF/MED al alto vacío. El comportamiento operativo híbrido del subsistema de desalinización térmica, depende del flujo de alimentación de agua de mar y del calor de activación suministrado en el generador. La variación de estos parámetros influye directamente en la generación de vapor por ebullición y flasheo, lo cual afecta la capacidad de agua producto, enfriamiento y generación de energía eléctrica del sistema trigenerativo. Por lo que, la viabilidad técnica del sistema trigenerativo propuesto, se evaluó mediante los indicadores de desempeño descritos en la sección de metodología. Lo anterior, con el fin de determinar las condiciones de diseño del sistema.

Para analizar el comportamiento operativo de los efectos del sistema MED al alto vacío y su transición al sistema híbrido de desalinización MSF/MED al alto vacío, se varió el flujo de alimentación de 2 a 5.25 kg/s, utilizando un calor de activación de 191.66 kW y alcanzado una temperatura de precalentamiento máxima de 65.5 °C en la corriente de agua de mar.

En relación a la cantidad de vapor por ebullición y por flasheo producidos en cada efecto, bajo diferentes flujos de alimentación, se destaca que conforme aumenta el flujo de alimentación, el vapor generado por ebullición es menor. Esto se debe a que se requiere una mayor cantidad calor para extraer vapor del flujo de alimentación que ingresa al generador. El vapor generado por ebullición en el primer efecto es utilizado parcial o totalmente para alcanzar la temperatura máxima de precalentamiento. Conforme se aumenta el flujo de alimentación, se reduce la cantidad de vapor por ebullición dirigido hacia los efectos posteriores. Por otra parte, la **Fig. 4.5**, muestra que la generación de vapor por flasheo experimenta cambios mínimos a través de todos los efectos del sistema. La cantidad de vapor generado por flasheo aumenta conforme se incrementa el agua de alimentación. Siendo el contribuyente principal para la obtención de agua producto en los primeros 9 efectos. Cabe mencionar que a partir del efecto 9 se eliminan los precalentadores ya que no existe

gradiente del ($\Delta T_{\min}$) de 2.5°C de los efectores posteriores con respecto al agua de mar. Por lo tanto, el vapor total generado por flasheo en el efecto 9 ya no es utilizado para precalentar y es ahora empleado para ebullición a la corriente de salmuera concentrada que ingrese al intercambiador de calor del efecto 10, incrementado la capacidad de desalinización. El flujo de alimentación de 5.25 kg/s presenta una mayor generación de agua producto, mostrándose como la mejor condición operativa del sistema híbrido de desalinización MSF/MED propuesto.

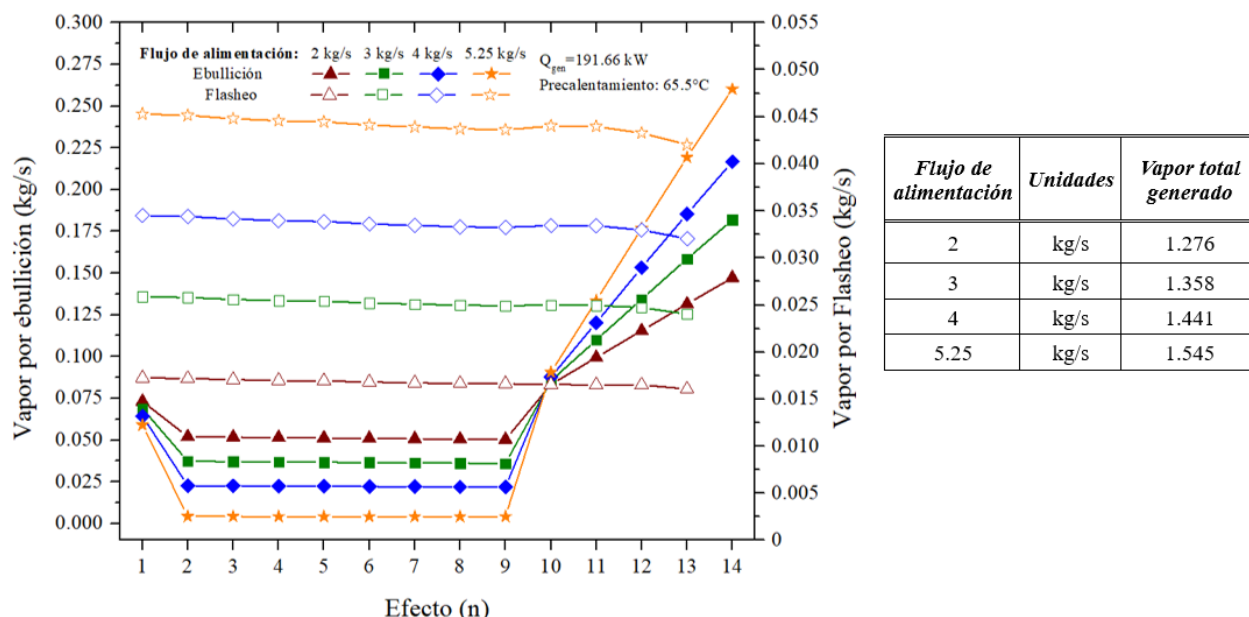


Figura 4.5.- Comportamiento operativo de generación de vapor por ebullición y por flasheo.

En la **Fig. 4.6** se presenta la variación de la capacidad de agua producto, la concentración de salmuera en la salida del sistema, demanda eléctrica del sistema y de flujo de alimentación, en relación al incremento del calor suministrado en el generador. El flujo de alimentación se encuentra ligado al calor de activación, ya que el calor latente de condensación suministrado en el condensador (**Cond1**) debe permitir la temperatura máxima en el precalentamiento. Por lo tanto, un aumento en el flujo de alimentación influye en un incremento en el calor del generador para mantener las condiciones híbridas de desalinización, esto provoca un aumento en el vapor por ebullición y por flasheo, lo que resulta en un aumento en la capacidad de agua producto y de demanda eléctrica por parte del equipo de bombeo hidráulico en el subsistema de extracción y adecuación de agua producto. La concentración de salmuera en la salida del sistema se mantiene constante debido al incremento del flujo de alimentación.

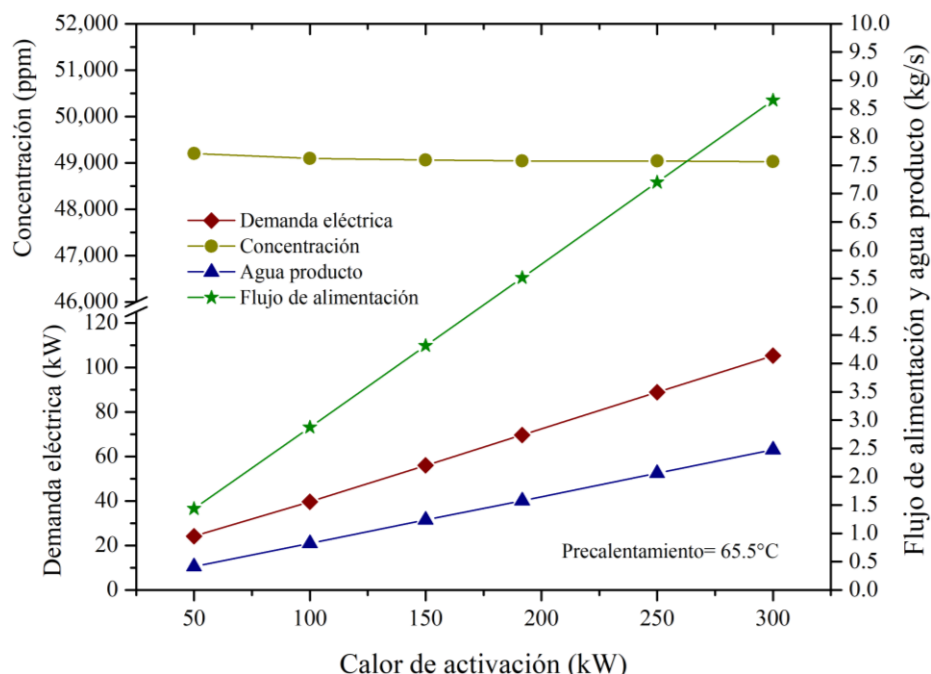


Figura 4.6.- Impacto de la variación en el calor de activación en la concentración salmuera, demanda eléctrica, flujo de alimentación y agua producto.

El indicador de eficiencia PR y RR presentan con una mínima variación, como resultado del incremento en el flujo de alimentación con el fin de lograr una temperatura máxima de precalentamiento de 65.5°C y mantener las condiciones híbridas de desalinización. Por otro lado, los indicadores de eficiencia PR_{global} y SEC, que consideran la demanda térmica y eléctrica del sistema, demuestran un mejor desempeño del sistema, ya que el calor de activación suministrado se mantiene constante y el incremento en la demanda eléctrica es proporcional al aumento de capacidad de agua producto, ocasionando la tendencia de desempeño positiva. Como se muestra en la **Fig. 4.7**.

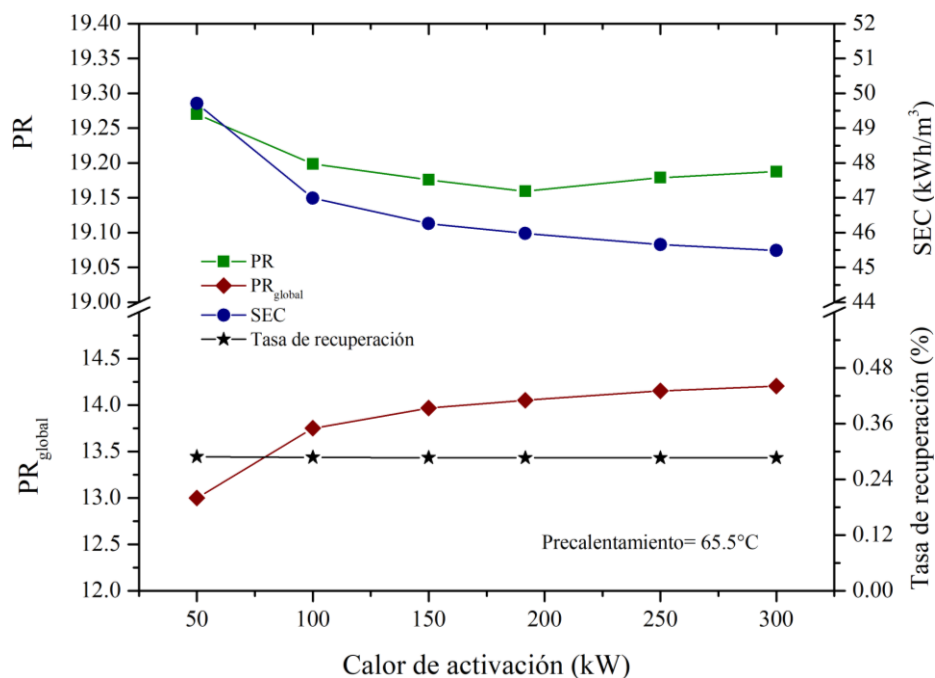


Figura 4.7.- Efecto de la variación del calor de activación en el desempeño de los indicadores de desalinización: PR, PR_{global}, el consumo específico de energía y la tasa recuperación.

En la **Fig. 4.8** se muestra el efecto del uso de la salmuera concentrada en estado saturación para enfriar el fluido motriz en el eyectorcondensador (**EJ1**). Esto resulta en la generación de vapor adicional y su posterior condensación dentro del subsistema de extracción y adecuación de agua producto. Como resultado, se observa un aumento en la capacidad de agua producto a la par de la concentración de salmuera a la salida del sistema, así como un incremento en la demanda eléctrica debido a la mayor cantidad de vapor que debe condensarse. Además, se establece un límite de diseño para el porcentaje de flujo másico de vapor que puede suministrarse al eyectorcondensador (**EJ1**), que es del 80%. Esto se debe a que superar esta cantidad violaría el límite de ΔT_{min} de 5°C establecido en los parámetros del intercambiador (**HXsalm**).

Cabe destacar que los indicadores de desalinización presentados en la **Fig. 4.9** muestran en su totalidad un mejoramiento en el desempeño del sistema. El máximo valor del indicador PR logrado es de 37.5, siendo 1.875 veces superior al PR máximo reportado por **Alarcón-Padilla et al. (2010)** de un sistema híbrido de bomba de calor y MED. Además, se obtiene un valor superior de RR del Esto se debe a que tanto el calor de activación como el flujo de alimentación se mantiene constante. Como se mencionó en el párrafo anterior, el impacto del aumento en la demanda

eléctrica del sistema no es significativo en comparación con el incremento en la capacidad de agua producto.

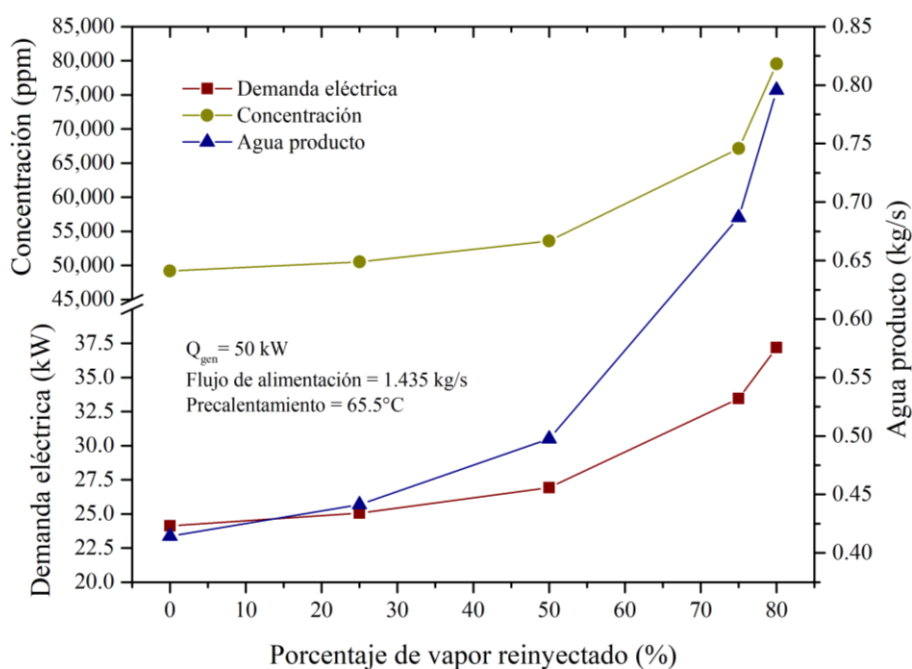


Figura 4.8.- Influencia del cambio del porcentaje de flujo másico de vapor reinsertado en la concentración de salmuera, demanda eléctrica y agua producto.

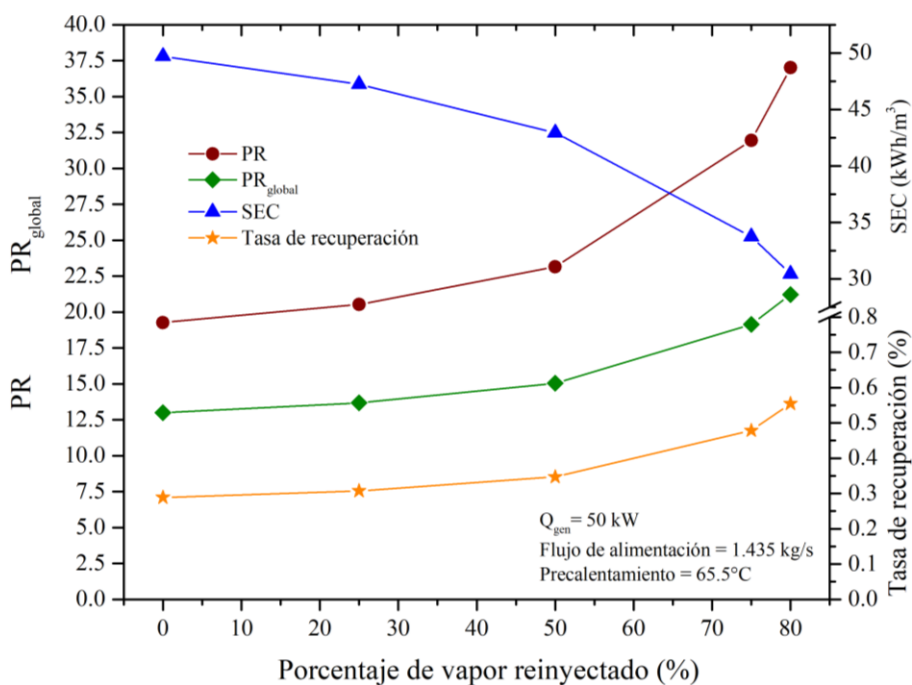


Figura 4.9.- Influencia del cambio del porcentaje de flujo másico de vapor reinsertado en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global}, el consumo específico de energía y la tasa recuperación.

La reinserción de vapor de agua se lleva al límite del 80% y se mantiene constante en diferentes condiciones de calor de activación, como se muestra en la **Fig. 4.10**. Un aumento en el calor de activación resulta en un incremento en el flujo de alimentación, lo que a su vez mantiene constante la tasa de recuperación. La generación de vapor adicional eleva la concentración de la corriente de salmuera a la salida del intercambiador (**HXsalm**), al igual que la demanda eléctrica del sistema debido al incremento de potencia requerida por el equipo de bombeo hidráulico para lograr la condensación.

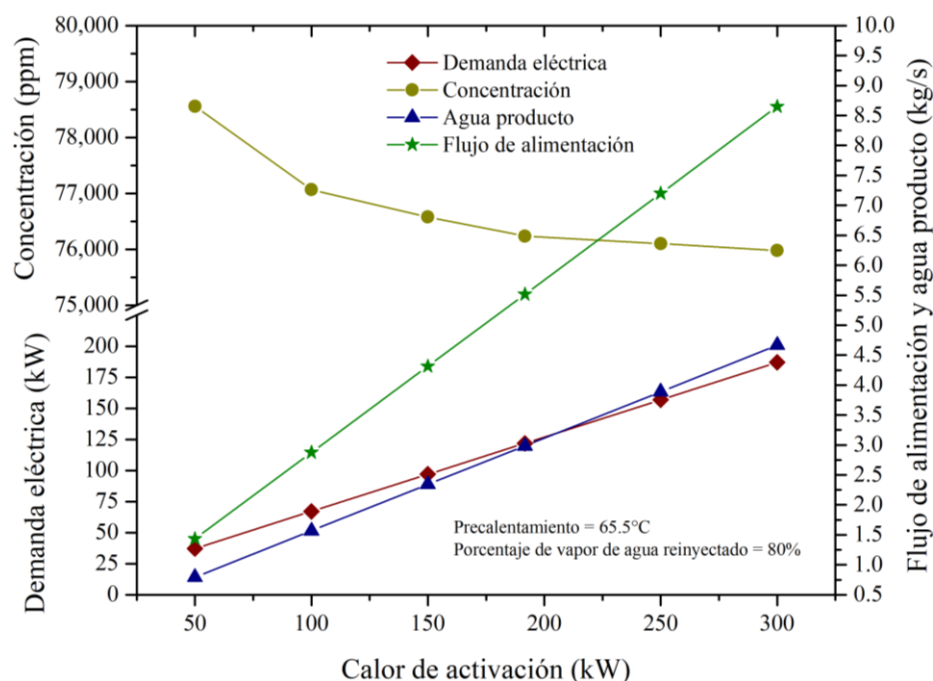


Figura 4.10.- Efecto de la Variación en el Calor de Activación con un Porcentaje de Flujo Másico de Vapor del 80% Constante en la Concentración de Salmuera, Demanda Eléctrica, Flujo de Alimentación y Agua Producto.

El desempeño en la capacidad de desalinización del sistema presenta una mínima variación en su rendimiento en relación al incremento del calor de activación. Como se muestra en la **Fig. 4.11**, el flujo de alimentación se ve condicionado al calor suministrado en el generador, por lo que permite mantener constante la tasa de recuperación del sistema.

El resto de medidores de desalinización PR, PR_{global} y SEC, A medida que aumenta el calor de activación, los indicadores tienden a mantenerse relativamente constantes en lugar de incrementar

significativamente. Esto se debe a que el comportamiento en la generación de vapor por ebullición y flasheo está directamente relacionado con el aumento en el calor de activación y el flujo de alimentación, lo que resulta en un aumento en la capacidad de agua producto del sistema. Por lo tanto, no afecta al rendimiento de desalinización del sistema

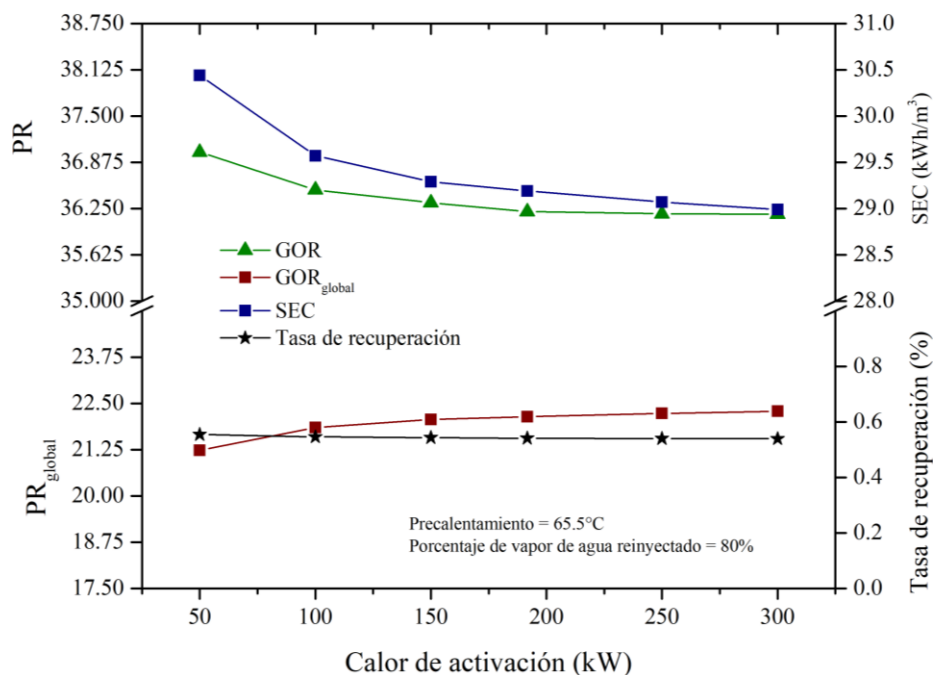


Figura 4.11.- Impacto el cambio en el Calor de Activación con un Porcentaje de Flujo Másico de Vapor del 80% Constante en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global}, el consumo específico de energía y la tasa recuperación.

Los resultados de operación y de desempeño, tanto para el límite inferior como para el superior del porcentaje de reinserción del flujo másico de vapor generado permitido, se presentan en la **Tabla 4.8**. Los resultados obtenidos destacan un claro beneficio derivado de la producción adicional de vapor en el subsistema de enfriamiento del fluido motriz y la dilución de salmuera, operando al 80% del flujo másico del vapor generado. El subsistema de desalinización térmica mantiene constante el calor de activación suministrado en el generador del 50 kW, así como el flujo de alimentación de 1.435 kg/s. Se observa un aumento del 92.02% en la capacidad de producción de agua producto y con solo un incremento del 54.13% en la demanda eléctrica. Esto se refleja en los indicadores de desalinización que involucran la energía térmica de activación: el

PR y el STEC aumentan en un 92.06% y 47.92%, respectivamente. Respecto a los indicadores globales, que consideran tanto la energía térmica como la energía eléctrica requerida por el sistema, también se observa un incremento: el PR_{global} aumenta en un 63.3%, mientras que el SEC lo hace en un 38.76%.

Tabla 4.8.-Tabla comparativa de resultados de Porcentajes de Flujo másico de vapor reinsertado en el eyectocondensador (**EJ1**), del sistema MSF/MED al alto vacío.

Parámetros:	Unidades	0%	80%	Δ (0% - 80%)
Flujo de alimentación:	kg/s	1.435	1.435	-
Calor de activación:	kW	50	50	-
Agua producto:	kg/s	0.414	0.795	92.02%
Concentración:	ppm	49,205	78,557	59.65%
Demanda eléctrica:	kW	24.12	37.18	54.13%
SEEC:	kWh/m^3	16.18	12.98	19.77%
STEC	kWh/m^3	33.53	17.46	47.92%
SEC:	kWh/m^3	49.71	30.44	38.76%
PR:	(-)	19.27	37.01	92.06%
PR global:	(-)	13.00	21.23	63.30%
Tasa de recuperación:	(-)	0.29	0.55	91.96%

4.4.2 Estudio operativo del sistema en operación cogenerativa.

Para operar de manera cogenerativa, se elimina la producción de enfriamiento en el subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED y Enfriamiento. Esto se logra mediante el control ejercido por la válvula de 3 vías (**3WV**), la cual permite desviar la corriente de agua producto condensada (**88**) y evitar su ingreso al evaporador (**EVA**), impidiendo así la generación del efecto frigorífico del sistema.

La corriente de agua producto condensada (**88b**), resultado de la desviación provocada por la válvula de 3 vías (**3WV**), es dirigida hacia la columna barométrica (**BC2**). Esta columna tiene la función de mantener el sello hidráulico de vacío del sistema y elevar su presión a atmosférica, preparándola así para su almacenamiento en el tanque de agua producto.

4.4.2.1 Resultados de comportamiento operativo del subsistema desalinización térmica MSF/MED al AV en operación cogenerativa/trigenerativa.

En la **Figura 4.12** se presenta la cantidad de calor transferido en las etapas de la sección MSF y en los efectos de la sección MED, junto con la ganancia de calor en el agua de mar en tránsito para alcanzar la temperatura de precalentamiento máxima de 65.5°C permisible, en relación con la variación en el calor de activación. Se observa que en la sección de desalinización térmica MSF, la cantidad de calor transferido es inexistente, excepto en la primera etapa donde si se produce transferencia de calor. Esto se debe a que la primera etapa tiene una configuración única que incluye un componente adicional llamado "generador", el cual genera la cantidad necesaria de flujo de vapor por ebullición para alcanzar la temperatura máxima de precalentamiento (65.5°C) y el exceso de flujo de vapor remanente generado solo al operar por encima de $\dot{Q}_{gen} = 50 \text{ kW}$, se utiliza como fluido de trabajo para el expansor y producir energía eléctrica.

Se observa que, al incrementar el calor de activación, se reduce el calor transferido para el precalentamiento del agua de mar. Esto se debe a que el calor necesario para el precalentamiento proviene de la mezcla de los vapores flasheados del agua producto y la salmuera dentro de la sección de MSF del subsistema de desalinización térmica. Al generar una mayor cantidad de vapor de agua en el generador, disminuye el flujo de salmuera que se dirige a la segunda etapa del MSF, lo que resulta en una menor cantidad de vapor flasheado y, por ende, una reducción en la transferencia de calor destinada al precalentamiento. Esto conlleva a un aumento en el flujo de

vapor hacia el condensador (**Cond1**) para satisfacer la transferencia de calor necesaria y alcanzar la temperatura de 65.5°C.

Después de completar la sección de MSF, los vapores flasheados del agua producto y de la salmuera ya no se utilizan para precalentar el agua de mar debido a la falta de un $\Delta T_{\min}=2.5^{\circ}\text{C}$ con el agua de mar que entra al sistema. En su lugar, estos vapores se utilizan para ebullición del flujo de salmuera en el primer efecto de la sección MED, lo que resulta en un aumento gradual en la transferencia de calor. Al emplear todos los vapores generados por la ebullición y el flasheo para ebullición de la salmuera de acuerdo con las propiedades del efecto posterior, aumentan la cantidad de calor transferida de manera significativa. Además, este aumento en la transferencia de calor en la sección MED se ve potenciado por la reinserción del flujo de vapor de agua expandido por el expansor, en la octava etapa del MSF. Esto contribuye a una mayor masa de vapor disponible para ebullición de la salmuera en el primer efecto MED, provocando un efecto en cascada en los demás efectos del sistema.

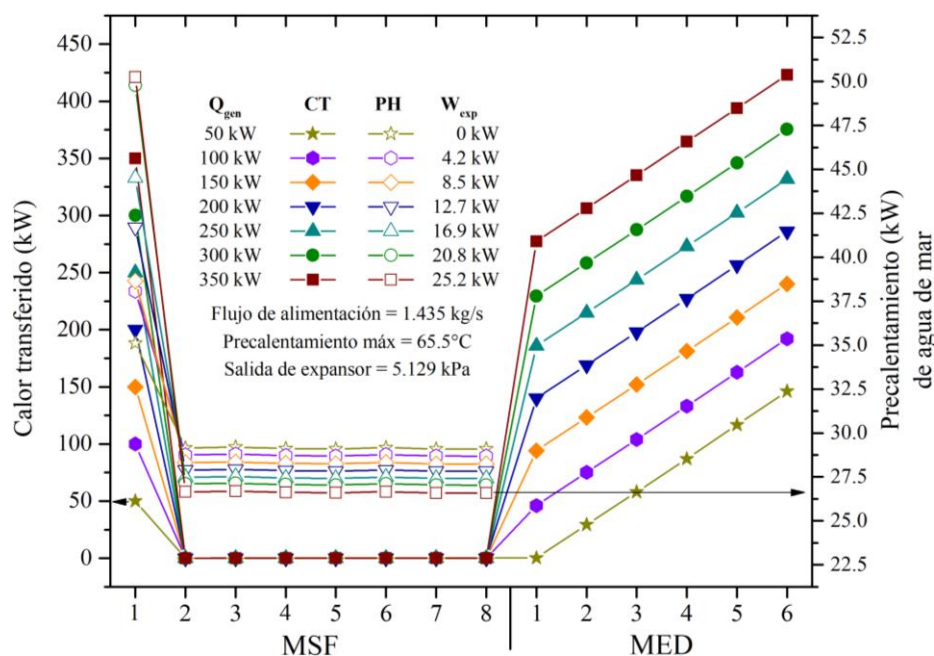


Figura 4.12.- Precalentamiento/calentamiento transferido en las etapas/efectos dentro del sistema de desalinización térmica MSF/MED AV.

Los vapores generados por ebullición y flasheo en cada etapa o efecto del subsistema de desalinización térmica se presentan en la **Figura 4.13**. En la primera etapa de la sección MSF, se produce principalmente vapor por ebullición. Esto se debe a que este vapor producido en el generador tiene como objetivo alimentar al condensador (**Cond1**) y permitir alcanzar la temperatura máxima de precalentamiento (**65.5°C**). Posteriormente, se da un decremento en la capacidad de desalinización en esta sección, ya que, la producción de agua producto en esta sección se atribuye al flasheo del vapor de agua debido al diferencial de presión entre etapas, tanto de las corrientes de agua producto como de salmuera.

Al incrementar el calor de activación, se produce una mayor cantidad de vapor en el generador. El exceso de vapor generado, que no es necesario para alimentar al Condensador (**Cond1**) en la etapa 1, se utiliza como fluido de trabajo para el expansor y se reintroduce en la octava etapa. La sección MED es activada mediante el uso del vapor expandido del expansor junto, con los vapores generados por el flasheo del agua producto y el flujo de salmuera de la octava etapa. Esto da lugar a un efecto cascada, donde los vapores generados por el flasheo ya no se utilizan para el precalentamiento, sino que se emplean para la ebullición, lo que permite extraer más agua del flujo de salmuera a medida que atraviesa los efectos.

El aumento en el calor añadido al generador conduce a un incremento en la capacidad de producción de agua producto y, por consiguiente, a una mayor capacidad de enfriamiento del sistema en operación trigenerativa.

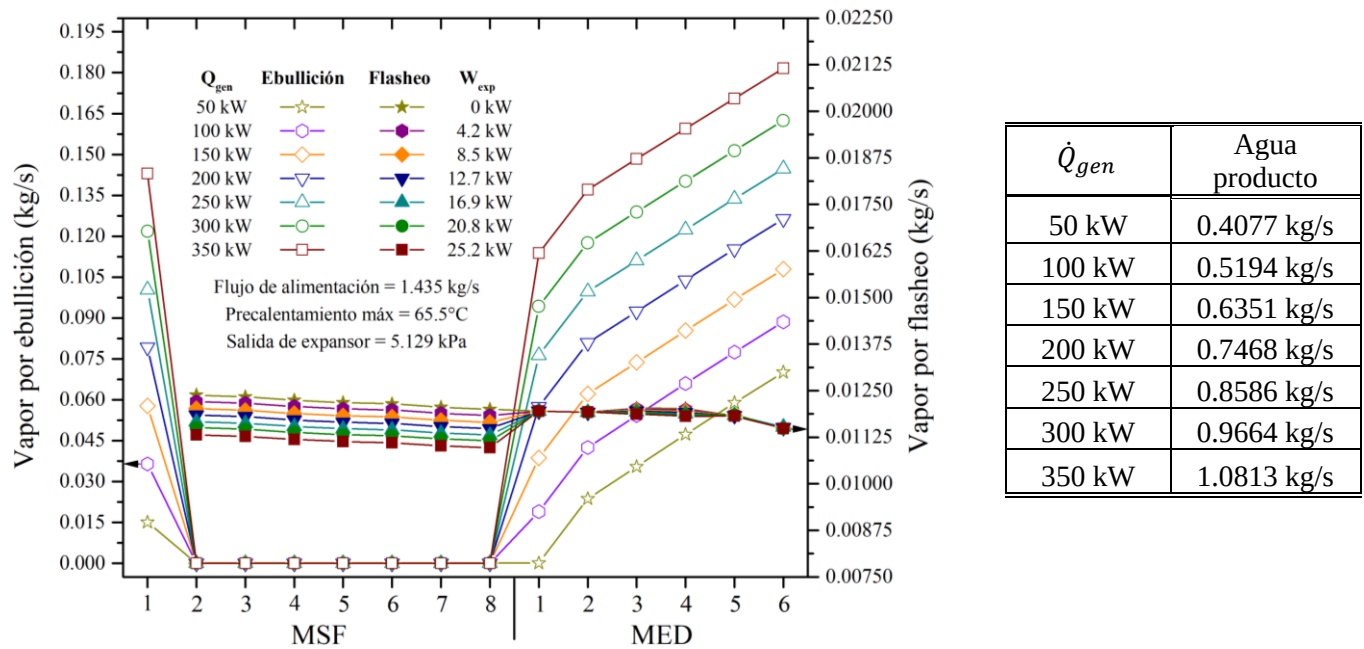


Figura 4.13.- Vapor por ebullición/flasheo generado en las etapas/efectos dentro del sistema de desalinización térmica MSF/MED AV.

Cabe destacar que en la **Fig. 4.13** se presenta, junto a la gráfica, una tabla que contiene información sobre la variación del calor de activación ($\dot{Q}_{gen}$) y la capacidad de producción de agua. Se muestra que, a medida que se adiciona calor en el generador, la producción de agua aumenta en un promedio del 14.913%, lo que indica favorecer a la capacidad de desalinización del sistema.

En la **Fig. 4.14** se muestra la capacidad de producción de agua condensada, de vapor de agua dirigido al **expansor** y hacia el **Cond1**, flujo de salmuera y el vapor de agua producido por flasheo y ebullición en el efecto 6.

Las variables internas en la **Fig. 4.14** se refieren a los vapores generados en la primera etapa del subsistema de desalinización, específicamente los vapores del **Cond1** y el **expansor**, y al flujo de salmuera a la salida del subsistema de desalinización térmica. Los vapores (**Cond1** y **expansor**) tienden a aumentar a medida que se adiciona calor en el generador. Esto se debe a que el vapor de agua dirigido al Cond1 entrega el calor restante necesario para alcanzar la temperatura máxima de precalentamiento del agua de mar, la cual previamente obtuvo precalentamiento derivado de los vapores generados por flasheo en las etapas 2 a 8, que cedieron su calor de condensación con este fin. Por lo tanto, un mayor desprendimiento de vapor de la salmuera resulta en un menor flujo de

salmuera dirigida a la sección de MSF, provocando este incremento en el vapor de **Cond1**. Por otro lado, el flujo de vapor del expansor aumenta porque el vapor de agua originado en el generador que no es utilizado por el **Cond1** es dirigido hacia el expansor.

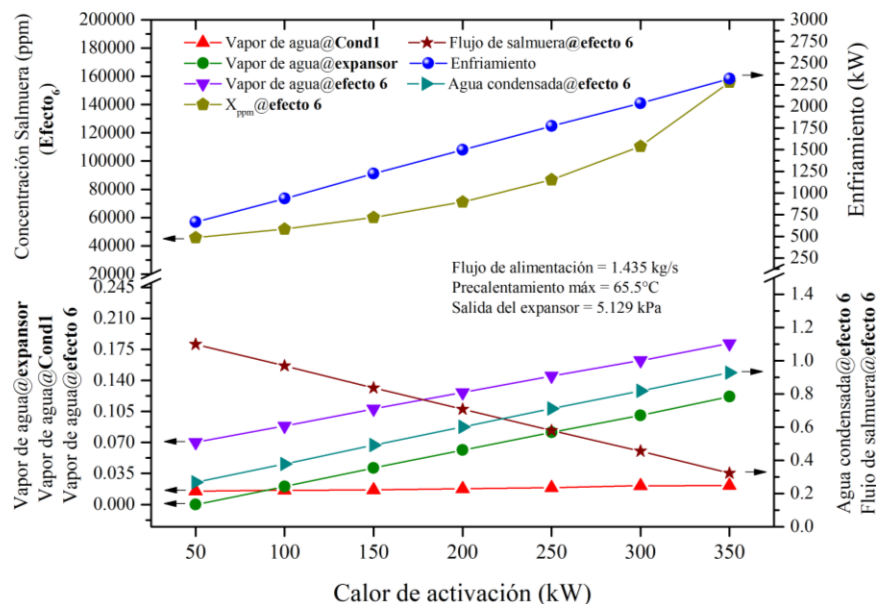


Figura 4.14.-Efecto de la variación del calor de activación en las variables internas del subsistema de desalinización térmica.

El vapor de agua y el agua producto condensada del efecto 6 tienden a aumentar, como se muestra en la **Fig. 4.14**. Esto se debe a que el vapor expandido a la salida del expansor se mezcla con el vapor proveniente de la octava etapa, y dicha mezcla se utiliza para la ebullición del flujo de salmuera en el primer intercambiador de calor de la sección MED. Este proceso conduce a un incremento gradual en la capacidad de desalinización a medida que aumenta el flujo de vapor del expansor, lo que provoca un intercambio de calor cada vez mayor.

Finalmente, el vapor de agua extraído de la salmuera para los modos de operación cogenerativo o trigenerativo presenta una tendencia a disminuir a medida que se adiciona calor en el generador. Esto se debe a que el calor disipado en el intercambiador de salmuera (HX_{salm}) es cada vez menor, ya que el calor transferido depende del flujo de salmuera (**corriente 3**) y la cantidad de vapor a condensar en el eyectocondensador (**EJ1**).

4.4.2.2 Resultados de comportamiento operativo de los subsistemas de: extracción y adecuación de agua producto, y enfriamiento del fluido motriz en operación cogenerativa

Las concentraciones de partes por millón de la salmuera a la salida del subsistema de desalinización térmica y de la corriente de salmuera concentrada a la salida del intercambiador de calor (HX_{salm}) se presentan en la **Fig. 4.15**.

La concentración de la salmuera ($X_{ppm@efecto6}$) representa la concentración en la salmuera de la (**corriente 3**). El incremento en la concentración de esta corriente de salmuera es provocado por dos factores: el aumento en la ebullición de vapor de agua en el generador y el incremento del flujo de vapor dirigido al expansor, que será empleado para la ebullición de vapor de la salmuera en el intercambiador de calor del efecto 1 (HX_1).

Asimismo, la concentración de la salmuera ($X_{ppm@HX_{salm}}$) también aumenta. Esto se debe, en primer lugar, al incremento en la concentración de la salmuera a la salida de la sección MED. Además, la disipación del calor de condensación del fluido motriz por la corriente de salmuera saturada (**corriente 3**) provoca que esta corriente ingrese dentro de la campana de saturación, desprendiendo vapor de agua y resultando en una mayor concentración. El incremento en la concentración de la salmuera a la salida del intercambiador de calor (HX_{salm}) en comparación de la concentración a la salida del efecto 6, es un aumento promedio del 32.1%, alcanzando una concentración máxima de 225,087 ppm operando con ($\dot{Q}_{gen} = 350$).

Por otra parte, la transferencia de calor en el intercambiador (HX_{salm}) y el flujo secundario (F_{SEJ1}) tienden a disminuir debido a la reducción en el flujo de salmuera, lo que implica una menor capacidad de retirar calor de condensación. Esto disminuye la capacidad de condensación del eyectocondensador (**EJ1**) de 0.1758 a 0.0869 kg/s, dirigiendo el vapor de agua frío restante hacia el segundo eyectocondensador (**EJ2**).

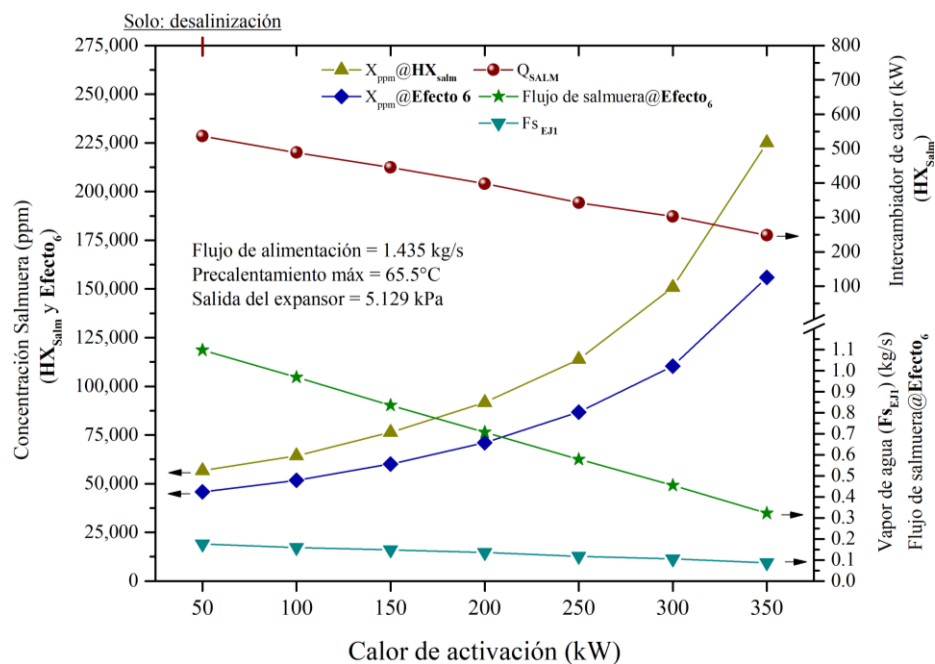


Figura 4.15.- Efecto de la variación del calor de activación en la concentración de salmuera ($X_{ppm}@HX_{salm}$ y $X_{ppm}@Efecto_6$), Intercambiador de calor (HX_{salm}), flujo de salmuera y Fluido secundario ($F_{s_{ej1}}$) en cogeneración.

Los vapores fríos provenientes del separador de salmuera (S_{br15}) y del efecto 6 son utilizados como flujos secundarios, mientras que el agua producto, proveniente de un tanque reservorio, se emplea como flujo motriz en el eyectocondensador correspondiente. En la **Fig. 4.16**, se observa una disminución en la tendencia del flujo motriz del (FM_{AP1}) del 155 a 56.56 kg/s del eyectocondensador (**EJ1**), un aumento en el flujo motriz del 75 a 125 kg/s (FM_{AP2}) del eyectocondensador (**EJ1**) y del (F_{Mar}) del 50 a 91.58 kg/s. Esto se debe a que el flujo motriz está estrechamente relacionado con el flujo secundario; por lo tanto, la disminución del flujo secundario indica una menor cantidad de flujo motriz necesaria para asegurar la condensación.

La disminución del flujo secundario ($F_{s_{ej1}}$), como se discutió en la **Fig. 4.15**, es provocada por la reducción del flujo de salmuera, lo cual condiciona la cantidad de calor a transferir en el intercambiador de calor (HX_{salm}). Al adicionar una mayor cantidad de calor de activación, el flujo de vapor a condensar en el eyectocondensador (**EJ1**) se ve reducido, delegando el flujo de vapor restante a condensar hacia el eyectocondensador (**EJ2**).

El incremento del flujo secundario (F_{SEJ2}) conlleva un aumento en el flujo motriz necesario para lograr la condensación, lo que a su vez resulta en un incremento promedio en la demanda eléctrica del equipo hidráulico (B_{AP2}) del 10.77%. Asimismo, la reducción en el flujo secundario (F_{SEJ1}) provoca una disminución promedio en la demanda eléctrica del equipo hidráulico (B_{AP1}) del 15.33%.

Por otra parte, el intercambio de calor sigue las tendencias tanto del flujo secundario como del flujo motriz. Como se ha mencionado, la condensación de una mayor cantidad de vapor implica un mayor flujo motriz y, por ende, una mayor transferencia de calor en el intercambiador para eliminar el calor de condensación generado en el proceso de eyectocondensación. El intercambiador de calor (HX_{Salm}) presenta un decremento en la transferencia de 526.61 kW a 248.12 kW, mientras que en el intercambiador de calor (HX_{Mar}) se observa un aumento en la transferencia de 277.57 kW a 509.47 kW.

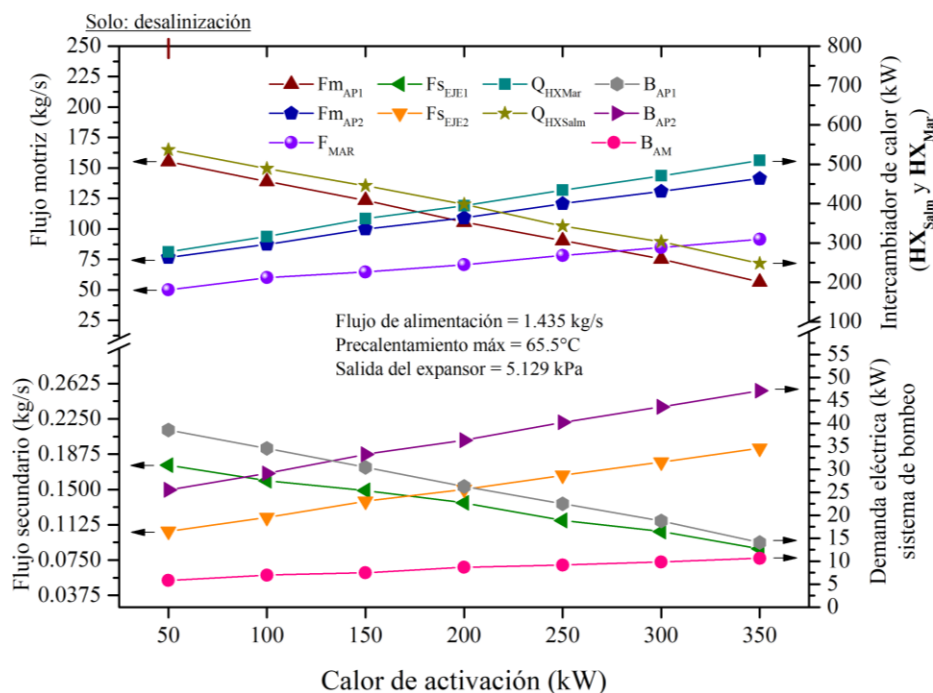


Figura 4.16.- Influencia en la variación del calor de activación en los flujos motrices (F_{MAP1} , F_{MAP2} y F_{Mar}), intercambiador de calor (HX_{Salm} y HX_{Mar}), fluido secundario (F_{SEJ1} y F_{SEJ2}) y Demanda eléctrica del sistema de bombeo (B_{AP1} , B_{AP2} y B_{Mar}) en cogeneración.

4.4.2.3 Resultados de comportamiento operativo global en operación cogenerativa.

Como se observa en la **Fig. 4.17**, en relación al aumento en el calor de activación, se obtiene una mayor cantidad de vapor producido en el generador, el cual se utiliza como fluido de trabajo por parte del expansor-generador. Este aumento en el fluido de trabajo permite un incremento en el trabajo mecánico por parte del expansor, permitiendo generar potencias de 4.19 a 25.24 kW_{eléc.} Esto resulta en una mayor contribución de cobertura eléctrica destinada para el autoconsumo del sistema. Además, se destaca que la cobertura eléctrica de autoconsumo aumenta de un 5.94% a un 35.16%. La reinserción del vapor expandido (**corriente 36**) en el 1 efecto de la sección MED del subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED, conlleva un incremento en la ebullición de vapor en dicha sección, aumentando la capacidad de desalinización. El resultado del fenómeno descrito es la condensación de una mayor cantidad de vapor dentro del subsistema de extracción y adecuación del agua producto. Ocasionando un incremento significativo en la demanda de energía eléctrica del sistema.

También como se muestra en la **Fig. 4.16**, el indicador SEC, en relación al aumento del calor suministrado al generador, muestra un comportamiento creciente, iniciando con 60.71 kWh/m³ alcanzando 90.86 kWh/m³. Situando al sistema propuesto por encima en SEC en relación con las tecnologías de desalinización MED y MSF según lo reportado en literatura por **Al-Karaghoulí y Kazmerski (2013)**.

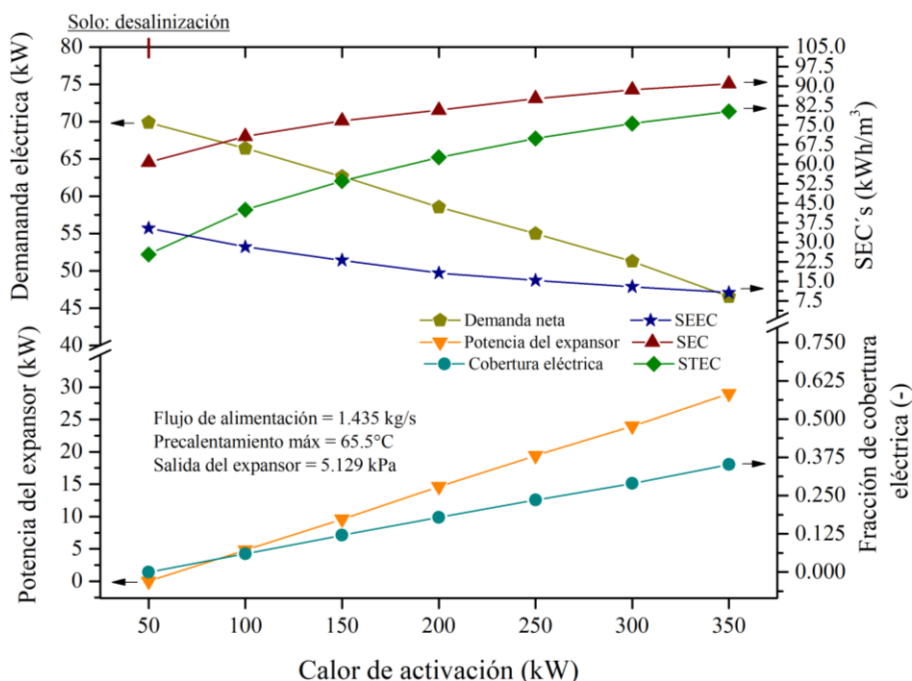


Figura 4.17.- Efecto en la variación del calor de activación en la potencia eléctrica, demanda eléctrica, SEC's y cobertura eléctrica, en cogeneración.

Como se muestra en la **Fig. 4.18**, el comportamiento de los indicadores PR y PR_{global} muestran una disminución en el desempeño desalinización del sistema. El efecto observado se debe a que el sistema mantiene constante la producción de agua producto gracias a la operación del subsistema híbrido de desalinización MSF/MED y al subsistema de enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera, que permite concentrar y alcanzar una producción de agua producto de 1.212 kg/s. Sin embargo, el aumento en el calor de activación y la potencia dirigida hacia el autoconsumo del expansor-generador no benefician en el desempeño en desalinización, lo que provoca que a medida que el calor adicionado al sistema incrementa, el rendimiento de desalinización del sistema se vuelva deficiente.

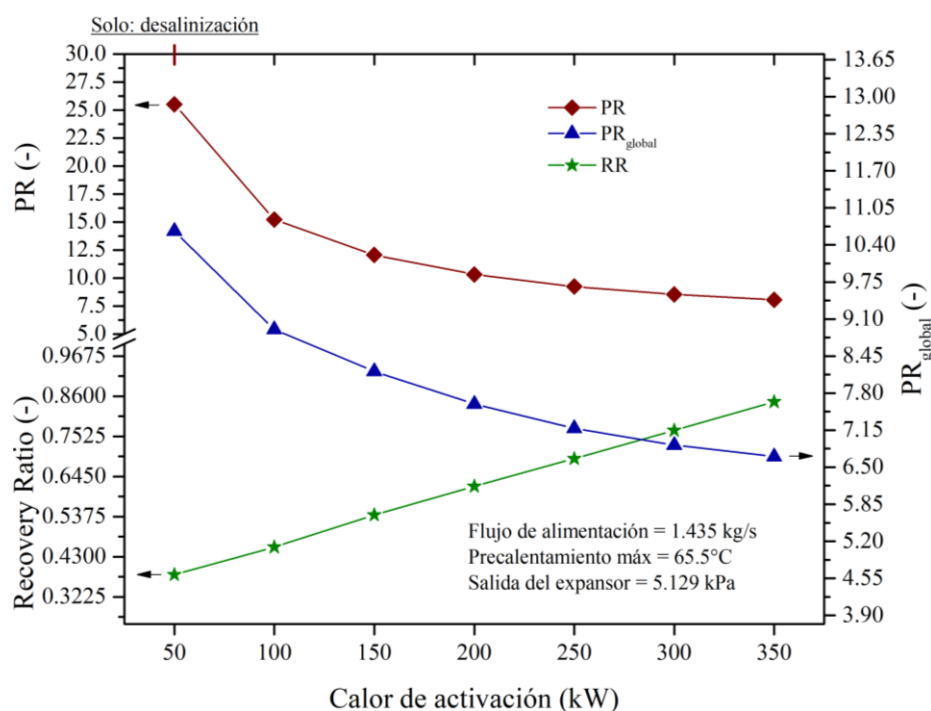


Figura 4.18.- Efecto en la variación del calor de activación en los indicadores de desalinización: PR, PR_{global} y tasa recuperación, en cogeneración.

De acuerdo con lo presentado en la sección 4.2.1, a medida que aumenta el calor de activación, se observa un incremento en la capacidad de agua producto de 0.548 a 1.212 kg/s. Esto es debido a que, El flujo de alimentación se mantiene constante por condición de diseño, por lo que un aumento en el calor de activación resulta en una mayor ebullición del agua de la corriente de agua de mar (31), lo que se traduce en un aumento en la generación de agua producto y RR de 38.2 a 84.4%.

Por otro lado, tal como se discutió en la sección 4.2.2, el aumento en la capacidad de producción de agua producto conlleva a un incremento en la demanda eléctrica. Sin embargo, el beneficio derivado del aporte de potencia por parte del expansor resulta en una variación en el rendimiento de la desalinización.

El indicador PR, que se define como la relación entre el agua producto evaporada y el calor suministrado al sistema, disminuye de 25.51 a 8.05, lo que indica una reducción del 68.4% en el rendimiento de desalinización si se aumenta $\dot{Q}_{\text{gen}}$ hacia 350 kW. Del mismo modo, el indicador $\text{PR}_{\text{global}}$, que se define como la relación entre el agua producto evaporada y el calor más la energía eléctrica suministrada al sistema, disminuye de 10.64 a 6.68, señalando una reducción del 37.21% en el desempeño de desalinización. Se hace mención que esta disminución del $\text{PR}_{\text{global}}$ es menor que el porcentaje de reducción experimentado por el indicador PR, debido al aporte de autoconsumo eléctrico proporcionado por el expansor.

Es importante destacar que el sistema propuesto logra alcanzar un PR de 25.51, lo cual es 1.83 veces mayor que el reportado por **Aguilar-Jiménez et al. (2020)** para un sistema de cogenerativo MED/ Ciclo Rankine Orgánico (ORC). La tasa de recuperación alcanzada, del 38.2 al 84.4%, es comparable a la reportada en la literatura para sistemas de desalinización por enfriamiento, los cuales presentan la mayor tasa de recuperación dentro de las tecnologías de desalinización con cambio de fase (**Salajeghe & Ameri, 2023; Rashad et al., 2023**).

4.4.3 Estudio operativo del sistema en operación trigenerativa

Para operar de manera trigenerativo el sistema propuesto, se realiza la siguiente modificación dentro del subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED y Enfriamiento. La corriente de agua producto condensada (**88a**) en estado de saturación a 4°C se utiliza como fluido refrigerante al ser redirigida por la válvula de 3 vías (**3VW**) e introducida en el evaporador (**EVA**), con el fin de generar un efecto frigorífico.

Así que operación trigenerativa implica la producción simultánea de agua producto, enfriamiento y energía eléctrica tiene un impacto directo en todos los subsistemas, en especial en el de enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera. La generación eléctrica implica la producción de vapor adicional en el generador para emplearse como fluido de trabajo que alimenta al expansor. Posteriormente, la reinserción del vapor expandido en la salida del expansor en el

separador líquido-vapor (S_{pw9}). Esto resulta en un incremento de la capacidad de producción de agua producto y de enfriamiento, dado que se dispone de una mayor cantidad de flujo másico de vapor para la ebullición de la corriente de salmuera concentrada (**66**) que ingresa en el intercambiador (**HX10**), lo que provoca en una mayor concentración en la salmuera en la salida del sexto efecto. Estos factores generan una disminución en el límite máximo del porcentaje de flujo másico de vapor reinyectado y en la concentración final de la salmuera que entra al tanque de dilución de salmuera.

4.4.3.1 Resultados de comportamiento operativo de los subsistemas de: extracción y adecuación de agua producto, y enfriamiento del fluido motriz en operación trigenerativa

Las concentraciones de partes por millón de la salmuera a la salida del subsistema de desalinización térmica y de la corriente de salmuera concentrada a la salida del intercambiador de calor (HX_{salm}) se presentan en la **Fig. 4.19**.

La concentración de la salmuera ($X_{ppm@efecto6}$) representa la concentración en la salmuera de la (**corriente 3**). El incremento en la concentración de esta corriente de salmuera es provocado por dos factores: el aumento en la ebullición de vapor de agua en el generador y el incremento del flujo de vapor dirigido al expansor, que será empleado para la ebullición de vapor de la salmuera en el intercambiador de calor del efecto 1 (HX_1).

Asimismo, la concentración de la salmuera ($X_{ppm@HX_{salm}}$) también aumenta. Esto se debe, en primer lugar, al incremento en la concentración de la salmuera a la salida de la sección MED. Además, la disipación del calor de condensación del fluido motriz por la corriente de salmuera saturada (**corriente 3**) provoca que esta corriente ingrese dentro de la campana de saturación, desprendiendo vapor de agua y resultando en una mayor concentración. El incremento en la concentración de la salmuera a la salida del intercambiador de calor (HX_{salm}) en comparación de la concentración a la salida del efecto 6, es un aumento promedio del 203.01%, alcanzando condiciones de operación por encima de la concentración límite de 350,00 ppm cuando se opera con $\dot{Q}_{gen} = 350$, reportando 386,959 ppm.

Por otra parte, la transferencia de calor en el intercambiador (HX_{salm}) y el flujo secundario (F_{SEJ1}) tienden a disminuir debido a la reducción en el flujo de salmuera, lo que implica una menor capacidad de retirar calor de condensación. Esto disminuye la capacidad de condensación del eyectocondensador ($EJ1$) de 0.1758 a 0.0869 kg/s, dirigiendo el vapor de agua frío restante hacia el segundo eyectocondensador ($EJ2$).

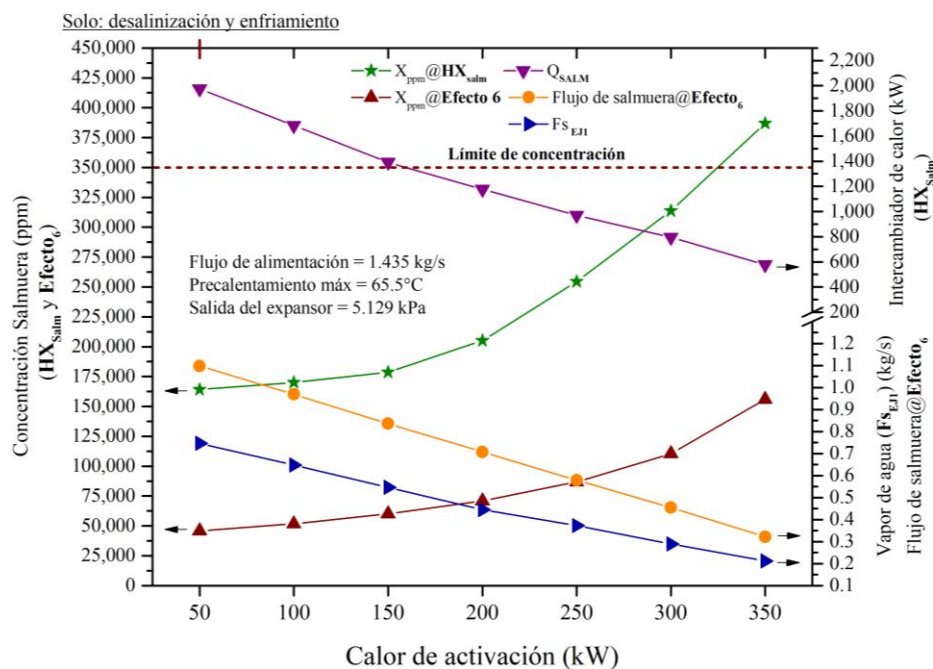


Figura 4.19.- Efecto de la variación del calor de activación en la concentración de salmuera ($X_{ppm}@HX_{salm}$ y $X_{ppm}@Efecto_6$), Intercambiador de calor (HX_{salm}), flujo de salmuera y Fluido secundario (F_{SEJ1}) en trigeneración.

Los vapores fríos provenientes del separador de salmuera (S_{br15}), Evaporador y del efecto 6 son utilizados como flujos secundarios, mientras que el agua producto, proveniente de un tanque reservorio, se emplea como flujo motriz en el eyectocondensador correspondiente. En la **Fig. 4.20**, se observa una disminución en la tendencia del flujo motriz del (FM_{AP1}) del 145.9 a 52.794 kg/s del eyectocondensador ($EJ1$), un aumento en el flujo motriz del 272.8 a 817.05 kg/s (FM_{AP2}) del eyectocondensador ($EJ1$) y del (F_{Mar}) del 176.8 a 529.4 kg/s. Esto se debe a que el flujo motriz está estrechamente relacionado con el flujo secundario; por lo tanto, la disminución del flujo secundario indica una menor cantidad de flujo motriz necesaria para asegurar la condensación.

La disminución del flujo secundario (F_{SEJ1}), como se discutió en la **Fig. 4.19**, es provocada por la reducción del flujo de salmuera, lo cual condiciona la cantidad de calor a transferir en el intercambiador de calor (HX_{salm}). Al adicionar una mayor cantidad de calor de activación, el flujo de vapor a condensar en el eyectocondensador ($EJ1$) se ve reducido, delegando el flujo de vapor restante a condensar hacia el eyectocondensador ($EJ2$).

El incremento del flujo secundario (F_{SEJ2}) conlleva un aumento en el flujo motriz necesario para lograr la condensación, lo que a su vez resulta en un incremento promedio en la demanda eléctrica del equipo hidráulico (B_{AP2}) del 17.86%. Asimismo, la reducción en el flujo secundario (F_{SEJ1}) provoca una disminución promedio en la demanda eléctrica del equipo hidráulico (B_{AP1}) del 24.9%. Por otra parte, el intercambio de calor sigue las tendencias tanto del flujo secundario como del flujo motriz. Como se ha mencionado, la condensación de una mayor cantidad de vapor implica un mayor flujo motriz y, por ende, una mayor transferencia de calor en el intercambiador para eliminar el calor de condensación generado en el proceso de eyectocondensación. El intercambiador de calor (HX_{salm}) presenta un decremento en la transferencia de 1974.25 kW a 459.35 kW, mientras que en el intercambiador de calor (HX_{Mar}) se observa un aumento en la transferencia de 979.02 kW a 2954 kW.

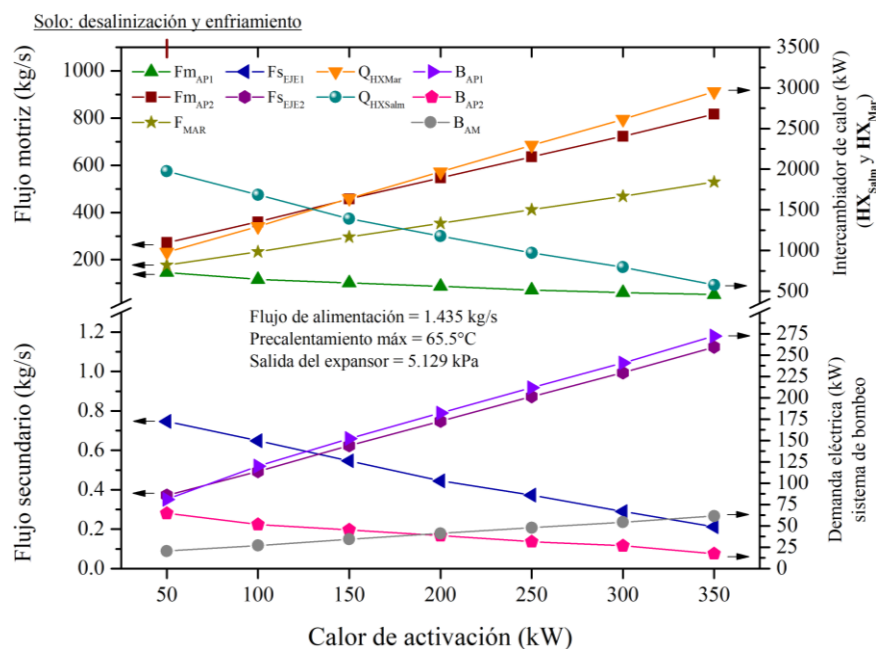


Figura 4.20.- Influencia en la variación del calor de activación en los flujos motrices (F_{mAP1} , F_{mAP2} y F_{mMar}), intercambiador de calor (HX_{salm} y HX_{Mar}), fluido secundario (F_{SEJ1} y F_{SEJ2}) y Demanda eléctrica del sistema de bombeo (B_{AP1} , B_{AP2} y B_{Mar}) en trigeneración.

4.4.3.2 Resultados de comportamiento operativo global en operación trigenerativa.

El consumo eléctrico del sistema propuesto está principalmente asociado al equipo de bombeo hidráulico del subsistema de extracción y adecuación de agua producto. Al operar de manera trigenerativa el sistema propuesto, la demanda eléctrica aumenta debido al incremento en el flujo del fluido motriz necesario para llevar a cabo la condensación de la corriente de agua producto condensada (88a) que se evapora en la producción del efecto frigorífico en los eyectocondensadores EJ1 y EJ2.

El expansor incrementa su capacidad de generación eléctrica en función del aumento de calor suministrado al generador, aprovechando el vapor adicional como fluido de trabajo. La influencia del vapor expandido en la salida del expansor, junto con su reintroducción en el separador líquido-vapor (S_{pw9}), conduce a un aumento en la capacidad de producción de agua y de enfriamiento. Esto se correlaciona directamente con el incremento en la demanda eléctrica del sistema. El comportamiento en el requerimiento eléctrico total del sistema se observa en la **Fig. 4.21**. La demanda eléctrica tiende a aumentar a igual que cobertura eléctrica.

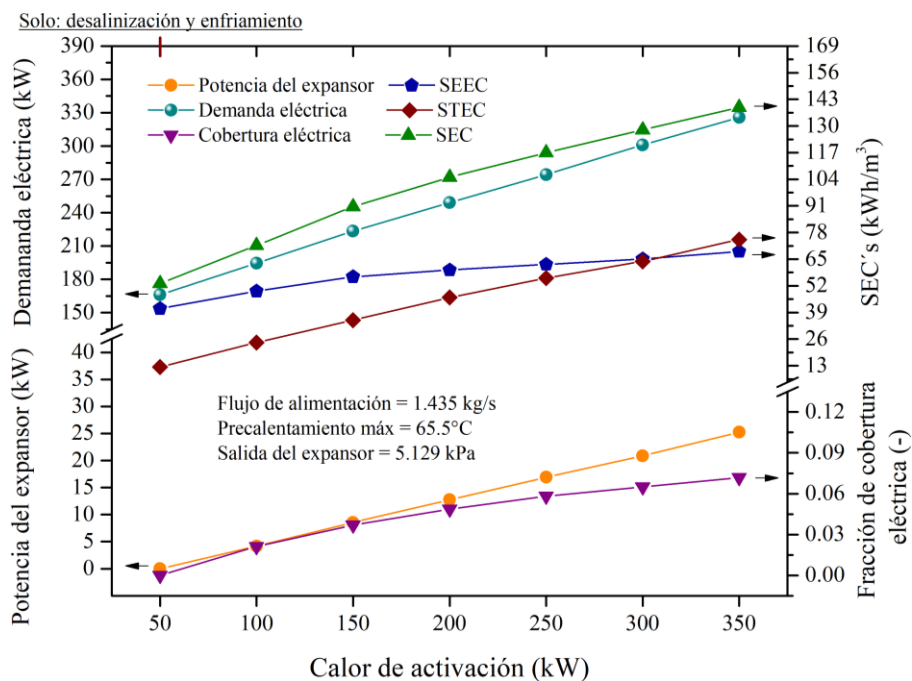


Figura 4.21.- Influencia en la variación del calor de activación en la potencia eléctrica, demanda eléctrica, SEC's y cobertura eléctrica, en trigeneración.

Esto se debe a que la generación eléctrica proporcionada por el expansor es menor que el aumento en la demanda eléctrica del equipo hidráulico del sistema provocado por el impacto del vapor expandido en el subsistema de desalinización térmica MSF/MED al alto vacío y el incremento en capacidad de agua y enfriamiento. El requerimiento eléctrico del sistema aumenta hasta un máximo de 351.14 kW, pero el aporte de potencia del expansor reduce el consumo eléctrico del sistema en un promedio de 5.32%, independientemente de la condición de operación. Además, la cobertura eléctrica de autoconsumo se va entre 2.11% y 7.18%.

Asimismo, el comportamiento de los consumos específicos de energía (SEC's) del sistema se muestra en la **Fig. 4.21**. El aumento en la capacidad de agua producto de 1.128 a 1.304, no es tan significativo como se mencionó en los párrafos anteriores. En consecuencia, el indicador STEC muestra un menor rendimiento del sistema, reduciéndose de 12.3 a 74.54 kWh/m³, ya que el calor suministrado aumenta constantemente mientras se obtiene la misma cantidad de agua producto. Por otro lado, el indicador de rendimiento SEEC disminuye de manera menos significativa, de 40.86 a 69.41 kWh/m³, a medida que aumenta la generación eléctrica. Esto se debe a que la producción adicional de vapor en el generador conlleva un aumento en la capacidad de producción de agua producto y en el enfriamiento. Como resultado, se requiere una mayor demanda eléctrica por parte del sistema, la cual el expansor no compensa con su contribución.

El indicador SEC también refleja un mayor consumo energético en relación con el aumento del calor de activación, aumentando de 53.16 a 143.95 kWh/m³.

Finalmente, se presenta el estudio del comportamiento operativo de la capacidad de enfriamiento en producción única o simultánea con la generación de agua producto del sistema. La capacidad de producción de enfriamiento del sistema aumenta a medida que se añade una mayor cantidad de calor en el generador, partiendo de 665.07 a 2320.3 kW de capacidad de enfriamiento, como se muestra en la **Fig. 14**. Esto se debe a que la reinserción de la corriente de vapor expandido a la salida del expansor (**36**) de vuelta al subsistema de desalinización térmica aumenta la capacidad de agua producto. El agua producto en estado líquido se utiliza como fluido refrigerante, ya que se encuentra en estado de saturación a una temperatura de 4°C. Después de producir el efecto frigorífico, el agua producto pasa a estado de vapor y se divide en dos corrientes en (**ST2**). Se fracciona el flujo másico de vapor proveniente del evaporador para suministrar de la cantidad necesaria para el correcto funcionamiento del eyectocondensador (**EJ1**) y (**EJ2**).

Cabe destacar que el indicador del COP máximo alcanzado es de 3.43, lo cual es 4.70 veces mayor que el valor reportado por **Gomri (2010)** para el desempeño operativo de sistemas de absorción de un efecto (COP=0.73). Además, para evaluar el rendimiento de la producción simultánea de agua producto y enfriamiento, se empleó el indicador COP_{global} propuesto por **López-Zavala et al. (2023)**, quienes reportaron un COP_{global} de 9.325, siendo 1.643 veces menor que el obtenido por el sistema propuesto, que fue de 15.231

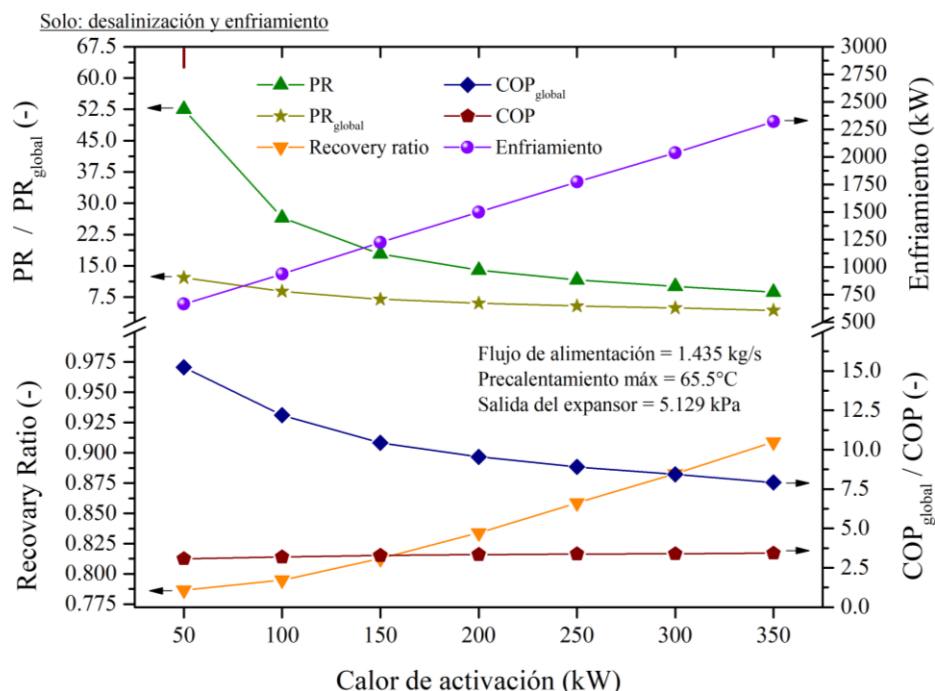


Figura 4.21.- Efecto en la variación del calor de activación en los indicadores de desempeño PR, PR_{global}, RR, COP y COP_{global}, enfriamiento, en trigeneración.

El indicador de rendimiento PR tiende a disminuir de 52.51 a 8.66, por el incremento en la adición de calor al generador, manteniendo un incremento la cantidad de agua producto del 1.128 a 1.304 kg/s. Es importante destacar que el valor máximo de PR obtenido es de 52.51, cual es 3.76 veces mayor al reportado por **Aguilar-Jiménez et al. (2020)**. El PR_{global}, que considera la energía térmica y eléctrica requerida para el funcionamiento del sistema, tiende a disminuir de 12.15 a 4.32. Esto se debe a que la reducción en la demanda eléctrica, como resultado de la contribución de generación eléctrica del expansor, no compensa el aumento en el calor suministrado en el generador. Por otro lado, se logra un valor máximo en la tasa de recuperación (RR) del 86.7%, lo cual es 2.22 veces mayor que el obtenido por **Tahir y Al-Ghamdi (2022)** con su sistema MED-

humidificación-deshumidificación (HDH) de cero descargas líquidas. Esto plantea la posibilidad de investigar en futuros trabajos la viabilidad técnica de incorporar un cristizador como etapa posterior dentro del subsistema de enfriamiento del fluido motriz y dilución de salmuera.

4.5 Comparación de los modos operativos

El novedoso sistema tecnológico desarrollado en estas tesis, presenta un comportamiento operativo en la producción de agua producto y demanda eléctrica distintivo dependiendo el modo de operación que esté trabajando el sistema.

La capacidad de agua producida por el sistema varía dependiendo de si se opera en modo trigenerativo o cogenerativo, como se puede observar en la **Fig. 4.22**. La capacidad de agua producida en modo trigenerativo va de 1.128 a 1.304 kg/s, mientras que en modo cogenerativo va de 0.548 a 1.212 kg/s, presentando un aumento promedio del 38.18% cuando el sistema opera de manera trigenerativa.

Debido a la operación en modo trigenerativo, el agua condensada de la sección MED se envía al evaporador (**EVA**), lo que provoca que el agua producto condensada cambie de fase a vapor. Este flujo adicional de vapor frío se dirige luego al eyectocondensador (**EJ1**) para su condensación, lo que resulta en un aumento en el flujo motriz (**FM_{API}**) necesario para este proceso. Este incremento en la actividad conlleva a una mayor disipación de calor en el intercambiador (**HX_{Salm}**), lo que a su vez provoca un mayor calentamiento de la salmuera saturada (**corriente 3**) y su entrada en la campana de saturación.

La corriente de salmuera (**corriente 3**), al disipar calor, se dirige al separador líquido-vapor (**S_{br15}**), donde se separa el vapor de agua adicional y la salmuera concentrada. Como resultado de la operación trigenerativa, la extracción de vapor de agua va de 0.791 a 0.1915 kg/s, mientras que en la operación cogenerativa va de 0.211 a 0.099 kg/s. Es importante destacar que una mayor extracción de vapor de agua conlleva a la disminución del flujo de salmuera final. Este enfoque tiene un objetivo global muy atractivo en la actualidad, que es lograr cero descargas líquidas y adecuar la salmuera para un postratamiento que permita la extracción de minerales valiosos.

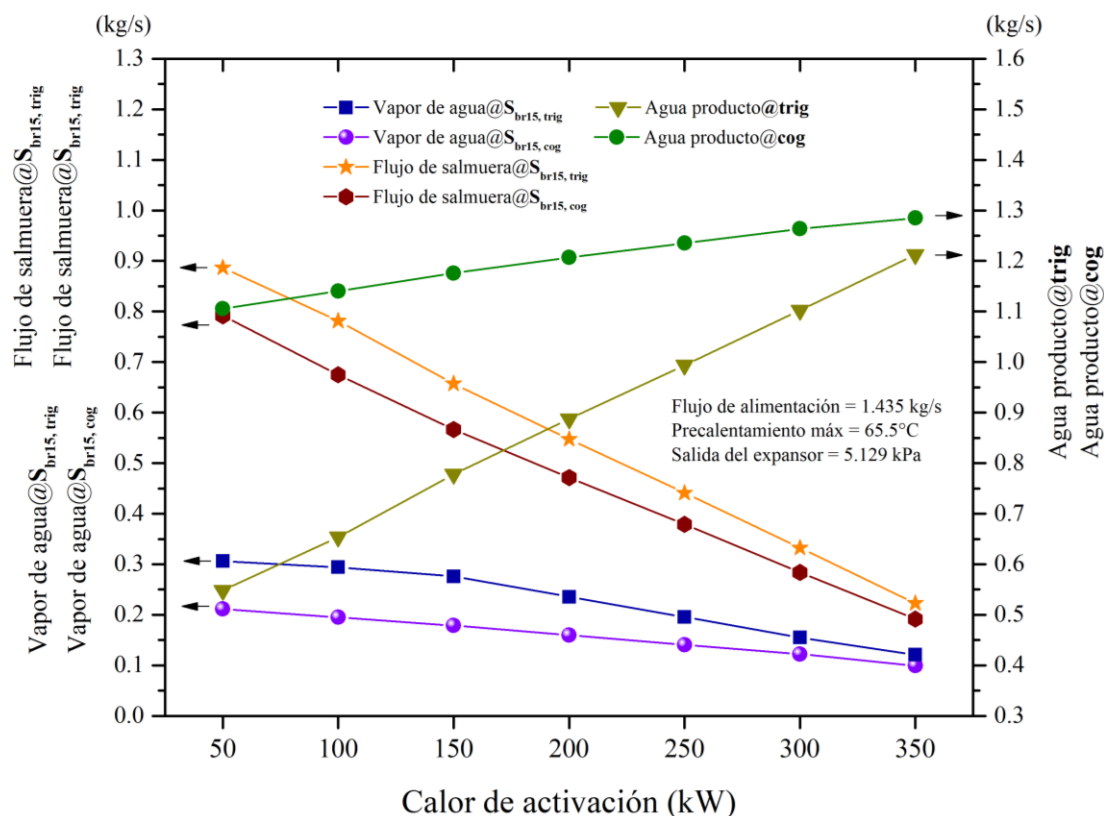


Figura 4.22.- Influencia en la variación del calor de activación en el agua producto, flujo de salmuera, vapor generado en co-tri/generación.

Tras la realización del estudio de sensibilidad, se determinaron las siguientes condiciones de diseño del sistema para los modos de cogeneración y trigeneración. Las Tablas 4.9, 4.10 y 4.11 contienen las características termodinámicas, operativas y la evaluación energética del sistema en la condición de diseño seleccionada.

Tabla 4.9.- Características termodinámicas y operativa del sistema trigenerativo MSF/MED al vacío.

<i>No. Etapa/Efecto</i>	<i>Presión (kPa)</i>	<i>Temperatura (°C)</i>	<i>Agua producto acumulada (kg/s)</i>	<i>Concentración de salmuera (ppm)</i>	<i>Q_{cond} (kW)</i>	<i>Q_{efecto} (kW)</i>	<i>Temperatura del agua de mar (°C)</i>
1	28.3	68.00	-	36,467	38.65	150	65.5
2	22.73	63.08	0.0164	36,785.2	28.3	-	56.55
3	18.1	58.15	0.0281	37,104.2	28.34	-	52.05
4	14.32	53.23	0.0398	37,423.4	28.27	-	47.53
5	11.23	48.31	0.0512	37,743.6	28.24	-	43.03
6	8.72	43.38	0.0625	38,065.5	28.32	-	38.52
7	6.72	38.46	0.0737	38,387.9	28.24	-	34.01
8	5.13	33.54	0.0847	38,711.4	28.23	-	29.5
1	3.87	28.61	0.1364	40,245	-	94.13	25.0
2	2.89	23.69	0.1854	42,298.2	-	123.15	25.0
3	2.14	18.77	0.2455	45,014.5	-	152.01	25.0
4	1.56	13.85	0.3166	48,617	-	181.17	25.0
5	1.12	8.92	0.3986	53,451.1	-	210.72	25.0
6	0.79	4.00	0.4913	60,092	-	240.09	25.0
HX _{SALM,cog}	0.79	4.00	0.1788	76,443	-	445.61	-
HX _{SALM,trig}	0.79	4.00	0.5498	175,605	-	1371.1	-
Total _{cog}					236.63	1596.8	
Total _{trig}					236.63	2422.5	

Tabla 4.10.- Evaluación energética del sistema MSF/MED AV propuesto bajo las condiciones de diseño en operación cogenerativa.

Componentes:	Balance de energía	Ganancia (kW)	Pérdidas (kW)	Integración energética interna (kW)
Generador	$\dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{88}h_{88} = \dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{89}h_{89}$	150		
HX _{salm}	$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_9h_9$		445.618	
HX _{mar}	$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{20}h_{20}$		361.69	
Condensadores	$\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{m}_{vap}h_{vap} = \dot{Q}_{out} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$			236.63
Efectos	$\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{Q}_{in} = \dot{m}_{vap}h_{vap} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$			1051.39
Expansor	$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_7v_{out}(P_{in} - P_{out})/Eff$		8.568	
P _{AP1}	$\dot{W}_1 = \dot{m}_7v_7(P_8 - P_7)/Eff$	32.43		
P _{AP2}	$\dot{W}_2 = \dot{m}_{12}v_{12}(P_{13} - P_{12})/Eff$	33.26		
P _{AM}	$\dot{W}_3 = \dot{m}_{18a}v_{18a}(P_{19} - P_{18a})/Eff$	7.505		
P _{AM2}	$\dot{W}_4 = \dot{m}_{18b}v_{18b}(P_{22} - P_{18b})/Eff$	0.176		
Corrientes:				
$\dot{m}_{22}h_{22}$	Entrada de agua de mar	-22,298.3		
$\dot{m}_{17}h_{17}$	Salida de salmuera		-10,002.7	
$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{82b}h_{82b}$	Salida de agua producto		-12,401.4	
$\dot{m}_{35}h_{35}$	Vapor de entrada al expansor		-550.98	
$\dot{m}_{36}h_{36}$	Vapor de salida del expansor		-559.55	
Total:		-22,074.92	-22,698.75	1,287.99
Agua producto	$\dot{m}_{agua,pro} = \dot{m}_{15} + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{85a}$			0.778 kg/s
PR	$PR = (\dot{m}_{agua,pro} * 2326 \frac{kJ}{kg}) / (\dot{Q}_{gen})$			12.062
PR _{global}	$PR_{global} = (\dot{m}_{agua,pro} * 2326 \frac{kJ}{kg}) / (\dot{Q}_{gen} + \sum \dot{W}_{tot})$			8.179
Tasa de recuperación	$RR = (\dot{m}_{agua,pro}) / (\dot{m}_{Alimentación})$			0.542
Demanda eléctrica total	$\sum \dot{W}_{tot,cog o trig} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4$			71.20 kW
C.E. _{Cog}	$C.E._{Cog} = \dot{W}_{exp} / \sum \dot{W}_{tot,cog}$			0.1203
BC1	$H_1 = (P_{atm} - P_{dis}) / (\rho_{10} * g)$			10.179 m
BC2	$H_2 = (P_{atm} - P_{dis}) / (\rho_{88b} * g)$			10.247 m
BC3	$H_3 = (P_{atm} - P_{dis}) / (\rho_{15} * g)$			9.952 m
BC4	$H_4 = (P_{atm} - P_{dis}) / (\rho_{17} * g)$			11.475 m

Tabla 4.11.- Evaluación energética del sistema MSF/MED AV propuesto bajo las condiciones de diseño en operación trigenerativa.

Componentes:	Balance de energía	Ganancia (kW)	Pérdidas (kW)	Integración energética interna (kW)
Generador	$\dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{88}h_{88} = \dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{89}h_{89}$	150		
Evaporador	$\dot{m}_{85a}h_{85a} + \dot{m}_{86}h_{86} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_{87}h_{87}$	1224.32		
HX _{salm}	$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_9h_9$		1371.12	
HX _{mar}	$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{20}h_{20}$		1640.41	
Condensadores	$\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{m}_{vap}h_{vap} = \dot{Q}_{out} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$			236.63
Efectos	$\dot{m}_{in}h_{in} + \dot{Q}_{in} = \dot{m}_{vap}h_{vap} + \dot{m}_{liq}h_{liq}$			1051.39
Expansor	$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{in}v_{out}(P_{in} - P_{out})/Eff$		8.568	
P _{AP1}	$\dot{W}_1 = \dot{m}_7v_7(P_8 - P_7)/Eff$	45.29		
P _{AP2}	$\dot{W}_2 = \dot{m}_{12}v_{12}(P_{13} - P_{12})/Eff$	152.32		
P _{AM}	$\dot{W}_3 = \dot{m}_{18a}v_{18a}(P_{19} - P_{18a})/Eff$	34.24		
P _{AM2}	$\dot{W}_4 = \dot{m}_{18b}v_{18b}(P_{22} - P_{18b})/Eff$	0.176		
Corrientes:				
$\dot{m}_{18b}h_{18b}$	Entrada de agua de mar	-22,298.3		
$\dot{m}_{17}h_{17}$	Salida de salmuera		-4,079.88	
$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{15}h_{15}$	Salida de agua producto		-18,258	
$\dot{m}_{35}h_{35}$	Vapor de entrada al expansor		-550.98	
$\dot{m}_{36}h_{36}$	Vapor de salida del expansor		-559.55	
$\dot{m}_{88a}h_{88a}$	Entrada del fluido refrigerante del evaporador		-7,843.97	
$\dot{m}_1h_1$	Salida del fluido refrigerante del evaporador	-6,619.65		
Total:		-27,311.604	-28,272.28	1288.02
Agua producto	$\dot{m}_{agua,pro} = \dot{m}_{15} + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{85a}$			1.149 kg/s
PR	$PR = (\dot{m}_{agua,pro} * 2326 \frac{kJ}{kg})/(\dot{Q}_{gen})$			17.81
PR _{global}	$PR_{global} = (\dot{m}_{agua,pro} * 2326 \frac{kJ}{kg})/(\dot{Q}_{gen} + \sum \dot{W}_{tot})$			6.995
Tasa de recuperación	$RR = (\dot{m}_{agua,pro})/(\dot{m}_{Alimentación})$			0.8006
COP	$COP = \dot{Q}_{eva}/(\dot{Q}_{gen} + \sum \dot{W}_{tot})$			3.278
COP _{global}	$COP_{global} = (\dot{Q}_{eva} + \dot{m}_{agua,pro} * 2326 \frac{kJ}{kg})/(\dot{Q}_{gen} + \sum \dot{W}_{tot})$			10.435
Demanda eléctrica total	$\sum \dot{W}_{tot,trig} = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4$			231.983 kW
C.E.Trig	$C.E.trig = \dot{W}_{exp}/\sum \dot{W}_{tot,trig}$			0.0369

BC1	$H_1 = (P_{atm} - P_{dis})/(\rho_{10} * g)$	10.185 m
BC2	$H_2 = (P_{atm} - P_{dis})/(\rho_{88b} * g)$	-
BC3	$H_3 = (P_{atm} - P_{dis})/(\rho_{15} * g)$	9.952 m
BC4	$H_4 = (P_{atm} - P_{dis})/(\rho_{17} * g)$	13.069 m

CAPÍTULO 5

ESTUDIOS DE PROPUESTAS DEL SUBSISTEMA DE EYECTOCONDENSACIÓN BAROMÉTRICA

“Se realiza un estudio teórico de simulación utilizando el software Aspen Plus para evaluar las siguientes propuestas tecnológicas del subsistema de eyectocondensación: EC, C y DE. En este estudio, se describe operativamente cada configuración y se analizan los resultados del comportamiento operativo bajo un caso de estudio específico. Posteriormente, se realiza un estudio comparativo de las propuestas tecnológicas para seleccionar la configuración más destacada que se implementará en el sistema trigenerativo propuesto en este proyecto.”

5.1 Contexto en la demanda eléctrica del sistema propuesto.

Tras realizar el estudio de sensibilidad del sistema trigenerativo propuesto en este proyecto de Tesis, se observó que el consumo eléctrico del sistema trigenerativo propuesto está mayormente asociado al subsistema de eyectocondensación barométrica, representando más del **95%** del total.

Esto motiva la investigación de nuevas configuraciones en los componentes que comprende al subsistema de eyectocondensación y al estudio acerca del efecto en la temperatura del fluido motriz de disipación y el comportamiento operativo dentro del subsistema de eyectocondensación. El sesgo de la investigación realizada presentada en este Capítulo tiene como objetivo la reducción del consumo eléctrico de los equipos de bombeo hidráulico (P_{AP1} , P_{AP2} y P_{AM}), y mejorar el desempeño del sistema en general.

Finalmente, se presentan diversas configuraciones tecnológicas para modificar la estructura del proceso de eyectocondensación, considerando intercambiar, añadir o eliminar componentes que forman parte del subsistema.

5.2 Subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de agua de mar (EC).

En esta sección se presenta la descripción operativa del subsistema de eyectocondensación con fluido de disipación de agua de mar, la metodología de estudio empleada y los parámetros para la evaluación del comportamiento operativo, así como los indicadores de desempeño aplicables a todas las configuraciones tecnológicas presentadas en este capítulo. Además, se analiza la perturbación que provoca el proceso de eyectocondensación en la demanda eléctrica del sistema.

5.2.1 Descripción operativa

El principio de funcionamiento del eyectocondensador con fluido de disipación de agua de mar, es conocido en esta investigación como eyector convencional, comienza con el fluido motriz (**corriente 55**) ingresando al eyector (**EJE**), donde atraviesa la boquilla motriz convergente-divergente, aumentando su velocidad y reduciendo su presión. Esto succiona y arrastra al fluido secundario (**corriente 49**) hacia el interior de la cámara de succión del eyector. Posteriormente, ambas corrientes pasan a la cámara de mezclado, donde se combinan, provocando una transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa. Dentro de la cámara de mezclado del eyector, se produce una onda de choque debido a la desaceleración de la corriente mezclada, lo que resulta en un aumento de presión y temperatura de la mezcla, todo como resultado de los fenómenos de transporte antes mencionados. Posteriormente, la mezcla de fluido motriz y succionado (también llamados primario y secundario) entra en el difusor, donde al incrementar el área transversal del eyector se disminuye su velocidad, provocando un aumento de presión y con ello lograr la condensación total del vapor de agua. Finalmente, la mezcla condensada se dirige hacia las columnas barométrica (**CB1**) debido a que se encuentra bajo presión de vacío, antes de ser depositadas en el tanque de almacenamiento de agua producto a presión atmosférica.

El proceso de eyectocondensación provoca un aumento de temperatura en las corrientes mezcladas a la salida del eyector debido a la transferencia de calor de condensación del fluido secundario al fluido primario. Este aumento de temperatura, provoca una acumulación de energía en el tanque de almacenamiento de agua producto, de donde se extrae el fluido motriz. Para disipar el aumento de temperatura, se utiliza el intercambiador de calor (**HX_{Mar}**). El intercambiador de calor (**HX_{Mar}**)

emplea la corriente de agua marina (50) como corriente fría (25°C), permitiendo operar a una temperatura de la corriente del fluido motriz (55) de 28.5°C. Finalmente, el proceso de eyectocondensación termina con el incremento en la presión de la corriente mezclada (suma de la corriente 49 y 55) a la salida del eyectocondensador para su posterior deposición en el tanque de disolución de la salmuera. Como se muestra la **Fig. 5.1**.

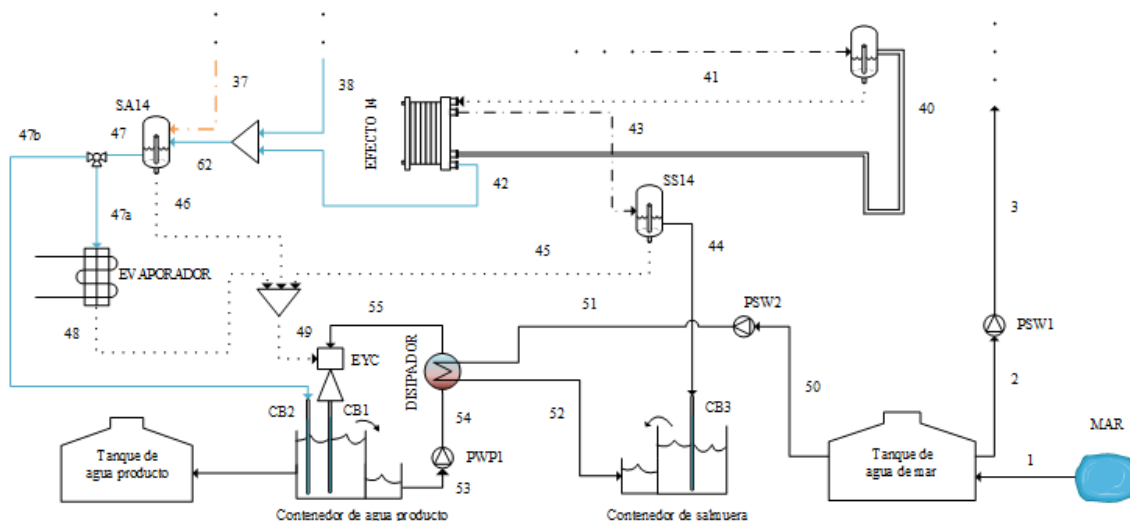


Fig. 5.1.- Subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de agua de mar.

El uso del agua de mar como fluido de disipación presenta las siguientes características. Debido a sus propiedades termodinámicas, que incluyen una temperatura típica de 25°C y una presión de 1 atmósfera, es posible reducir la temperatura del fluido motriz en un rango que va de 30°C a 28.5°C. Además, la transferencia de calor en el disipador (**HX_{Mar}**) se realiza de manera sensible

5.2.2 Metodología de estudio

La propuesta tecnológica que se presenta en la **Fig. 5.1** del subsistema de eyectocondensación barométrica integra los siguientes componentes o bloques en Aspen Plus: intercambiadores de calor (**HEAT X**), bombas hidráulicas (**PUMP**), separadores líquido-vapor (**FLASH2**), mezcladores (**MIXER**) y válvulas de expansión (**VALVE**).

El subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de agua de mar considera los siguientes supuestos para su estudio de comportamiento operativo:

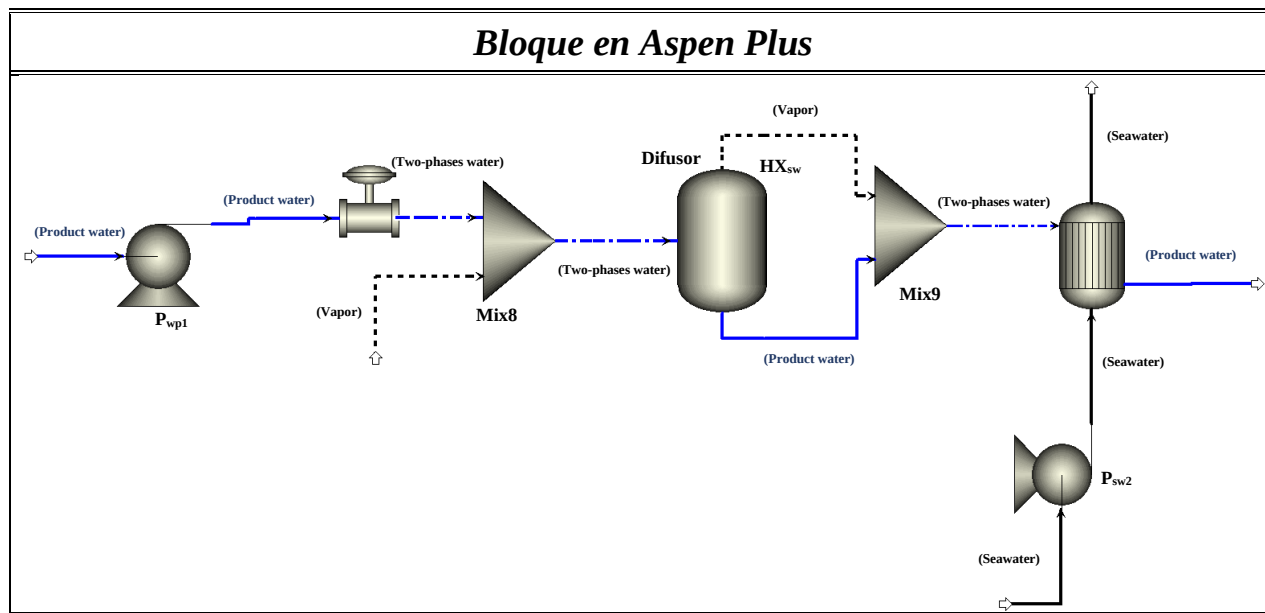
- El subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV opera en estado estable.

- El subsistema de eyectocondensación opera en estado estacionario.
- Las pérdidas por fricción y adiabáticas son despreciables dentro del eyector líquido-vapor.
- El calor de activación es $Q_{\text{gen}} = 191.666 \text{ kW}$ del subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV.
- Se utilizó una bomba de flujo variable para el agua producto (P_{wp1}), diseñada para ajustar su flujo de acuerdo a las necesidades. Esta bomba (P_{wp1}) se encarga de condensar la corriente de vapor (49), que se forma a partir de la mezcla de los vapores fríos del último efecto del sistema MED y el evaporador.
- Se consideró una bomba de flujo variable para el agua de mar (P_{sw2}), donde el flujo de agua de mar debe ajustarse para eliminar la ganancia térmica en la corriente de agua producto (53) a través del proceso de eyectocondensación.
- Flujo másico del fluido secundario ($\dot{m}_{49} = 0.2167 \text{ kg/s}$).
- Flujo másico del fluido condensado ($\dot{m}_{47} = 1.0118 \text{ kg/s}$).
- Flujo de másico de la salmuera ($\dot{m}_{47} = 2.711 \text{ kg/s}$).
- Concentración de salmuera a la salida del último efecto = 50,523 ppm.
- Presión de descarga del difusor del eyectocondensador (EJE1) 4.15 kPa.
- El intercambio de calor de agua de mar (HX_{Mar}) contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 3°C.
- Se considera una eficiencia isentrópica del 85 % del equipo hidráulico de bombeo ($P_{sw1}, P_{sw2}, P_{wp1}$).
- Se considera una eficiencia exergetica del 25% del eyectocondensador (EJE1).
- La caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.

En la **Tabla 5.1** se presenta la configuración de interconexión entre los bloques utilizados en el entorno de Aspen Plus para representar el subsistema de eyectocondensación barométrica con disipación de agua de mar (Eyectocondensador Convencional) y su estructura en la página de flujo principal en Aspen Plus.

Se menciona que los subsistemas de extracción y adecuación de agua producto, así como el enfriamiento del fluido motriz mediante agua de mar, están representados en el proceso de ‘Eyectocondensación con disipación de agua de mar’.

Tabla 5.1.- Procesos del subsistema de ECB agua de mar en el entorno de simulación de Aspen Plus.



5.2.3 Indicadores de desempeño energético del sistema.

Los indicadores de desempeño seleccionados evalúan la producción única y cogenerativa de los productos del sistema, así como la influencia en el subsistema de eyectocondensación propuesto. Las ecuaciones se definen con base en el balance de energía según la primera ley de la termodinámica.

En la evaluación de rendimiento de desalinización se utilizaron los siguientes indicadores: Recovery Ratio (RR), Performance Ratio (PR) y Performance Ratio global (PR_{global}). El indicador RR (**Eq. (5.1)**) representa la fracción del agua de mar que se convierte en agua desalinizada. Para evaluar el suministro térmico del sistema, se empleó el indicador PR (**Eq. (5.2)**), que describe la relación entre el flujo de agua producida y la energía térmica suministrada. Además, se propone otro indicador, el PR_{global} (**Eq. (5.3)**), que considera el requerimiento energético térmico y eléctrico suministrado al sistema y su relación con la capacidad de agua producto (*citar al Dr. Cris*).

$$RR = \frac{\dot{m}_{\text{Agua producto}}}{\dot{m}_{\text{Flujo de alimentación}}} \quad (5.1)$$

$$PR = \frac{\dot{m}_1 * (2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN}} \quad (5.2)$$

$$PR_{global} = \frac{\dot{m}_1 * (2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN} + \Sigma \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (5.3)$$

Se analizó el rendimiento de producción de enfriamiento del sistema utilizando el indicador del Coeficiente de Desempeño (COP) (Ec. (5.4)), que relaciona la capacidad de enfriamiento del sistema con el suministro energético (térmico y/o eléctrico) requerido. Además, se empleó la ecuación de COP_{global} (Ec. (5.5)), propuesta por **López-Zavala et al. (2023)**, para evaluar el rendimiento de la producción simultánea de desalinización y enfriamiento.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + \Sigma \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (5.4)$$

$$COP_{global} = \frac{\dot{Q}_{EVA} + \dot{m}_1 (2,326 \frac{kJ}{kg})}{\dot{Q}_{GEN} + \Sigma \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (5.5)$$

Para el estudio del consumo energético se utilizaron los siguientes indicadores: Cobertura eléctrica (EC), Consumo específico de energía eléctrica (SEEC), Consumo específico de energía térmica (STEC) y Consumo específico de energía (SEC). La Cobertura eléctrica describe la fracción de demanda eléctrica del sistema que es satisfecha por la generación eléctrica del expansor (Eq. (5.6)).

$$EC (\%) = \frac{\dot{W}_{exp.}}{\Sigma \dot{W}_{eléc,tot}} \quad (5.6)$$

SEC se define como la relación entre la cantidad de energía consumida (eléctrica o térmica) y la capacidad de agua producida (**Eq. (5.7)**). El consumo específico total es la suma del consumo específico eléctrico y térmico (**Eq. (5.8)**).

$$SEEC \text{ or } STEC = \frac{\text{Total electrical or thermal energy consumption (kW)}}{\text{Water product capacity (m}^3/\text{h)}} \quad (5.7)$$

$$SEC = SEEC + STEC \quad (5.8)$$

El desempeño operativo del eyectocondensador se evaluó con respecto a la segunda ley de la termodinámica. Se cuantifico el contenido exergético de las corrientes que ingresan al eyectocondensador mediante la (Eq. (5.9)). Por otra parte, para el estudio de factibilidad termodinámica se empleó la (Eq. (5.10)), Asimismo, para el cálculo de eficiencia exergética del eyectocondensador se emplea la (Eq. (5.11)).

$$\dot{E}x = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (5.9)$$

$$\sum \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{W} - \dot{E}x_{des} = 0 \quad (5.10)$$

$$\eta_\psi = \frac{\text{Exergía}_{salida}}{\text{Exergía}_{entrada}} \quad (5.11)$$

5.2.4 Validación de simulación.

El subsistema de eyectocondensación barométrica, al igual que el trabajo reportado por **Sağ et al. (2017)**, utiliza un eyector bifásico líquido-vapor. Sin embargo, en el trabajo reportado por **Sağ et al. (2017)**, dicho eyector bifásico se implementa en un sistema de enfriamiento por eyecto compresión. Además, el autor señala la condensación parcial a la salida del eyector como una condición de diseño, a diferencia de la condensación total dentro del eyectocondensador propuesto en este trabajo de tesis. Por lo tanto, se realizó una comparación entre los resultados operativos del sistema experimental y los obtenidos mediante la simulación en Aspen Plus, con el objetivo de analizar el desempeño operativo y estudiar el proceso de condensación parcial en el eyector bifásico simulado en Aspen Plus.

Según se evidencia en la **Tabla 4.2**, el error promedio de los resultados es inferior al 1.5%. Al evaluar el desempeño operativo del sistema mediante la primera ley de la termodinámica, se observa que la capacidad de enfriamiento, el trabajo del compresor y el Coeficiente de Rendimiento (COP) no presentan errores mayores al 0.5%. Además, el desempeño operativo del eyector bifásico muestra un error máximo del 1.829%, lo que demuestra la viabilidad de realizar el estudio del eyector en Aspen Plus.

Tabla 5.2.- Comparación de resultados operativos del estudio experimental reportador por (*Sağ et al., 2017*) y modelo de elaboración propia.

Parámetros	Unidades	<i>Sağ et al. (2017)</i>	<i>This work</i>	Error (%)
Temperatura de salida del condensador	°C	57.64	59.02	2.394
Temperatura de salida del evaporador	°C	11.63	11.03	5.159
Temperatura de salida del eyector	°C	13.12	12.88	1.829
Presión de salida del eyector	kPa	456.00	456.00	0.000
Relación de arrastre	-	0.65	0.647	0.767
COP	-	2.12	2.115	0.236
Trabajo de compresor	kW	2.11	2.10	0.332
Capacidad de enfriamiento	kW	4.47	4.45	0.470
Error Promedio:				1.398

El estudio experimental realizado por **Sağ et al. (2017)** sobre la destrucción de exergía de cada componente del sistema de enfriamiento por eyecto compresión se utilizó para comparar los resultados experimentales con los generados por Aspen Plus.

En la **Tabla 5.3** se presenta la destrucción exergética de cada componente del sistema de enfriamiento por eyecto compresión. Los resultados muestran un error promedio total del 4.44%, destacando el condensador como el componente con el mayor porcentaje de error, alcanzando el 9.4%. En contraste, el eyector, que es el componente de mayor interés, presenta un error del 0.27%.

Tabla 5.3.- Comparación de destrucción de exergía entre los resultados experimentales de (*Sağ et al., 2017*) y la simulación en Aspen Plus.

Componente	Unidades	<i>Sağ et al., 2017</i>	<i>This work</i>	Error (%)
Condensador	W	71.88	78.64	9.4
Compresor	W	974.3	917.5	5.82
Evaporador	W	87.03	84.78	2.58
Válvula de expansión	W	0.46	0.5	8.76
Eyector	W	188.2	188.71	0.27
Separador	W	35.76	35.61	0.42
Exergía Total:	W	1357.63	1305.74	3.82
Error Promedio:				4.44

5.2.5 Parámetros del sistema.

Con el objetivo de evaluar el rendimiento operativo de la configuración del subsistema de eyectocondensación con disipación de agua mar, se definen los parámetros que proporcionan la información de salida del subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV, que alimentan al subsistema de eyectocondensación. Esta información se presenta detalladamente en la **Tabla 5.4**. Es importante mencionar que los parámetros detallados del subsistema de desalinización térmica son aplicables a todas las configuraciones de eyectocondensación descritas a continuación.

Tabla 5.4.- Parámetros de operación del sistema trigenerativo MED al alto vacío

Parámetros	Unidades	
No. de etapas Flash	-	8
No. de efectos MED	-	6
No. De precalentadores	-	8
Temperatura superior de la salmuera (TBT)	°C	68
Temperatura inferior de la salmuera (BBT)	°C	4
ΔT efectos	°C	4.92
Temperatura del agua de mar de alimentación	°C	25
Concentración del agua de mar de alimentación	ppm	35,000

5.3 Subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de compresor mecánico (C).

En esta sección se presenta la descripción operativa del subsistema de eyectocondensación con fluido de disipación de salmuera y el uso de un compresor mecánico, así como la metodología de estudio empleada. Se analiza el subproceso de la salmuera para el enfriamiento del fluido motriz y la extracción adicional de vapor de agua, y su condensación mediante destilación por vapor-compresión.

5.3.1 Descripción operativa.

El principio de funcionamiento de la configuración propuesta, aprovecha las características operativas que brinda la propuesta del subsistema de eyectocondensación de doble enfriamiento, específicamente la reducción de la temperatura del fluido de motriz entre 28.5 a 9°C y el desprendimiento de la corriente de agua producto en vapor (51) para la obtención de una mayor cantidad de agua desalinizada. Al eliminar el intercambiador de calor (HX_{Mar}) y al implementar un compresor de vapor para la condensación de una fracción del flujo másico de vapor generado en el intercambiador de calor (HX_{Salm}), se logra mejorar la eficiencia del sistema. Como se muestra en la **Figura 5.2**, el proceso se inicia al succionar y presurizar la corriente de agua producto (55) mediante un equipo de bombeo hidráulico (P_{sw2}). Luego, la corriente de agua producto presurizada (56) es dirigida al intercambiador de calor (HX_{Salm}), donde cede el calor de condensación generado durante el proceso de eyectocondensación. Esto resulta en la reducción de la temperatura del agua producto (57) en un rango entre 28.5°C y 9°C (dependiendo de las características de diseño).

La corriente de salmuera concentrada (44), saturada a 4°C, al recibir calor de la corriente de agua producto (56), entra en la campana de saturación, donde se divide en dos fases (líquido-vapor). La corriente de salmuera en dos fases (45) se dirige al separador (líquido-vapor) (SS15), dividiéndose en dos corrientes: vapor de agua producto (51) y salmuera concentrada (50). La corriente de salmuera concentrada (50) se dirige a una columna barométrica para aumentar su presión a la presión atmosférica y luego se deposita en el contenedor de salmuera. Por otra parte, la corriente de vapor de agua producto (51) se dirige a un separador de flujo (ST1) el cual divide en dos la corriente de vapor, siendo estas las corrientes de vapor de agua producto (51a y 52). La corriente de vapor de agua producto (51a) se mezcla con los vapores fríos y de baja presión provenientes del vapor del último efecto y del evaporador, para luego pasar por el proceso de eyectocondensación y su posterior deposición en el tanque de agua producto. Por otra parte, la corriente de vapor de agua producto (52) se dirige hacia un compresor de vapor con el propósito de llevar a cabo un proceso de destilación por compresión de vapor. En este proceso, se utiliza como fluido de disipación de calor la corriente de agua de mar presurizada (59), la cual recibe el calor latente de condensación de la corriente de vapor (53). Posteriormente, esta corriente de agua de mar presurizada se deposita en el contenedor de salmuera para diluir la corriente de salmuera concentrada (50). La corriente de agua producto condensada (54) se dirige a la columna

barométrica (**CB3**) para incrementar su presión a la atmosférica y luego se deposita en el tanque de agua producto.

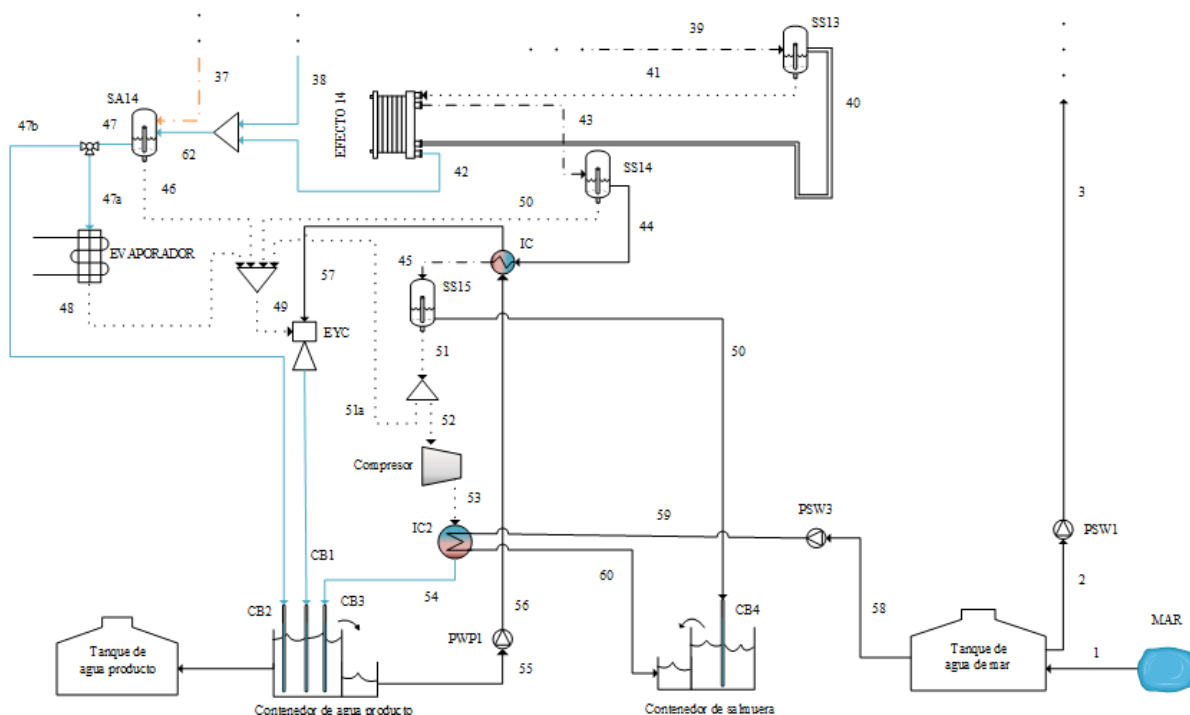


Fig. 5.2.- Diagrama de subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de compresor mecánico.

5.3.1 Metodología de estudio

La propuesta tecnológica que se presenta en la **Fig. 5.3** del subsistema de eyectocondensación barométrica integra los siguientes componentes o bloques en Aspen Plus: intercambiadores de calor (**HEAT X**), bombas hidráulicas (**PUMP**), separadores líquido-vapor (**FLASH2**), mezcladores (**MIXER**) y válvulas de expansión (**VALVE**).

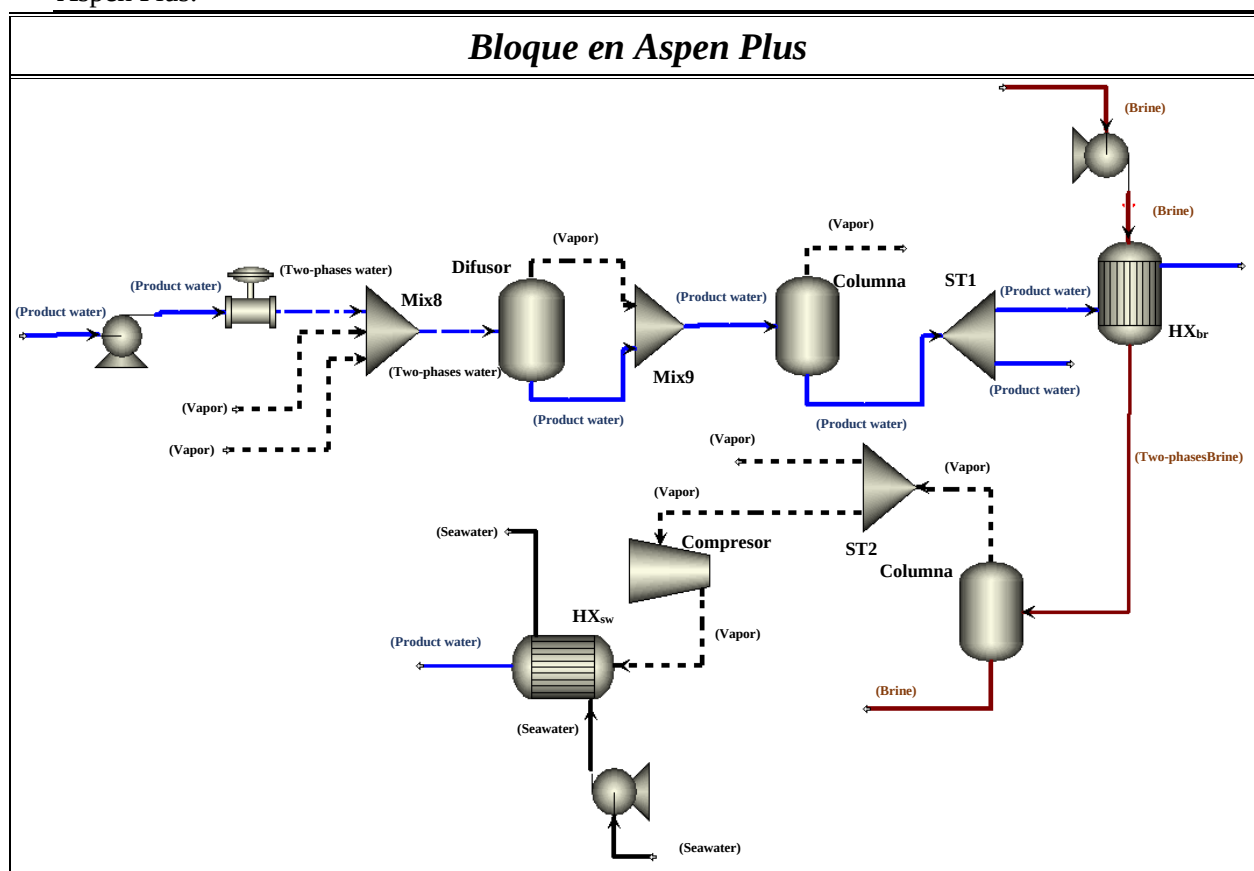
El subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de compresor mecánico considera los siguientes supuestos para su estudio de comportamiento operativo:

- El subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV opera en estado estable.
- El subsistema de eyectocondensación opera en estado estacionario.
- Las pérdidas por fricción y adiabáticas son despreciables dentro del eyector líquido-vapor.

- El calor de activación es $Q_{\text{gen}} = 191.666 \text{ kW}$ del subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV.
- Se utilizó una bomba de flujo variable para el agua producto (P_{AP1}), diseñada para ajustar su flujo de acuerdo a las necesidades. Esta bomba (P_{AP1}) se encarga de condensar la corriente de vapor (49), que se forma a partir de la mezcla de los vapores fríos del último efecto del sistema MED y el evaporador.
- Se consideró una bomba de flujo variable para el agua de mar (P_{sw2}), donde el flujo de agua de mar debe ajustarse para eliminar la ganancia térmica en la corriente de agua producto (53) a través del proceso de eyectocondensación.
- El intercambio de calor con salmuera (HX_{Salm}) contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 5°C .
- El intercambio de calor con agua de mar (HX_{Mar}) contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 3°C .
- Flujo másico del fluido condensado ($m_{47} = 1.0118 \text{ kg/s}$).
- Flujo de másico de la salmuera ($m_{47} = 2.711 \text{ kg/s}$).
- Concentración de salmuera a la salida del último efecto = 50,523 ppm.
- Se considera una eficiencia isentrópica del 85 % del equipo hidráulico de bombeo y compresor (P_{sw1} , P_{sw2} , P_{wp1} , **Compresor**).
- Se considera una eficiencia exergética del 25% del eyectocondensador (**EJE1**).
- La caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.
- Presión de descarga del difusor del eyectocondensador (**EJE1**) 1.5 kPa.
- Presión de descarga del compresor 3.782 kPa.
- Las propiedades del estado muerto de referencia: temperatura de 25°C y presión absoluta de 1 atm.

En la **Tabla 5.7** se detalla la configuración de interconexión entre los bloques utilizados para representar los subsistemas de eyectocondensación barométrica con salmuera y compresor, así como su estructura en la página principal de flujo en Aspen Plus. Los subsistemas incluyen la extracción y preparación del agua producto, el enfriamiento del fluido motriz mediante salmuera, y la compresión del vapor seguida de su condensación con agua de mar, todos representados dentro del proceso denominado "Eyectocondensación con Salmuera/compresor".

Tabla 5.7.- Procesos del subsistema de ECB salmuera/compresor en el entorno de simulación de Aspen Plus.



5.4 Subsistema de doble eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y agua de mar (DE).

En esta sección se presenta la descripción operativa del subsistema de doble eyectocondensación con fluido de disipación de salmuera y agua de mar, así como la metodología de estudio empleada. Se analiza el subproceso de la salmuera para el enfriamiento del fluido motriz del primer

eyectocondensador y la extracción adicional de vapor de agua. El vapor de agua adicional se condensa dentro de un segundo eyectocondensador, el cual utiliza agua de mar como fluido de disipación.

5.4.1 Descripción operativa.

El principio de funcionamiento de la configuración propuesta aprovecha las características operativas del subsistema de eyectocondensación de doble enfriamiento. Específicamente, se enfoca en la reducción de la temperatura del fluido motriz, que disminuye desde 28.5 hasta 9°C, y en el desprendimiento de la corriente de agua producto en forma de vapor (51), el cual ocurre después de la disipación del calor de condensación en el intercambiador de calor (HX_{Salm}). Este proceso permite obtener una mayor cantidad de agua producto a partir del flujo de salmuera que sale del subsistema de desalinización térmica.

El vapor, con una temperatura baja y una presión de saturación de 0.8044 kPa, generado por la disipación de calor del fluido motriz, se dirige hacia los procesos de condensación dentro de los eyectocondensadores (EJ1 y EJ2).

Al implementar un segundo proceso de eyectocondensación (EJ2), es necesario añadir un segundo intercambiador de calor que utilice el agua de mar como fluido de disipación (HX_{Mar}) para eliminar la ganancia de temperatura por el calor de condensación suscitado en el proceso de condensación el eyectocondensador (EJ2).

Como se muestra en la **Fig. 5.3**, el proceso se inicia al succionar y presurizar la corriente de agua producto (54) mediante un equipo de bombeo hidráulico (PA_{P2}). Luego, la corriente de agua producto presurizada (55) es dirigida al intercambiador de calor (HX_{Salm}), donde cede el calor de condensación generado durante el proceso de eyectocondensación del eyectocondensador (EJ1). Esto resulta en la reducción de la temperatura de la corriente de agua producto (56) en un rango entre 28.5°C y 9°C (dependiendo de las características de diseño).

La corriente de salmuera concentrada (44), saturada a 4°C, al recibir el calor sensible de la corriente de agua producto (55), entra en la campana de saturación, donde se divide en dos fases (líquido-vapor). La corriente de salmuera en dos fases (45) se dirige al separador (líquido-vapor) (SS15), dividiéndose en dos corrientes: vapor de agua (51) y salmuera concentrada (50). La corriente de salmuera concentrada (50) se dirige a una columna barométrica (CB4) para aumentar su presión a

la presión atmosférica y su posterior deposición dentro del contenedor de salmuera. Por otra parte, la corriente de vapor de agua producto (**51**) se dirige a un separador de flujo (**ST1**) el cual divide en dos la corriente de vapor, siendo estas las corrientes de vapor de agua producto (**68** y **67**).

La corriente de vapor de agua **(68)** se mezcla con los vapores fríos y a baja presión provenientes del último efecto y del evaporador, resultando en la corriente de vapor **(49)**. Posteriormente, pasa por el proceso de eyectocondensación en el EJ1 y su deposición se lleva a cabo mediante la columna barométrica **(CB1)** dentro del tanque de agua producto. Por otro lado, la corriente de vapor de agua **(67)** es condensada por el eyectocondensador **(EJ2)** y se deposita en el tanque de agua producto a través de la columna barométrica **(CB3)**.

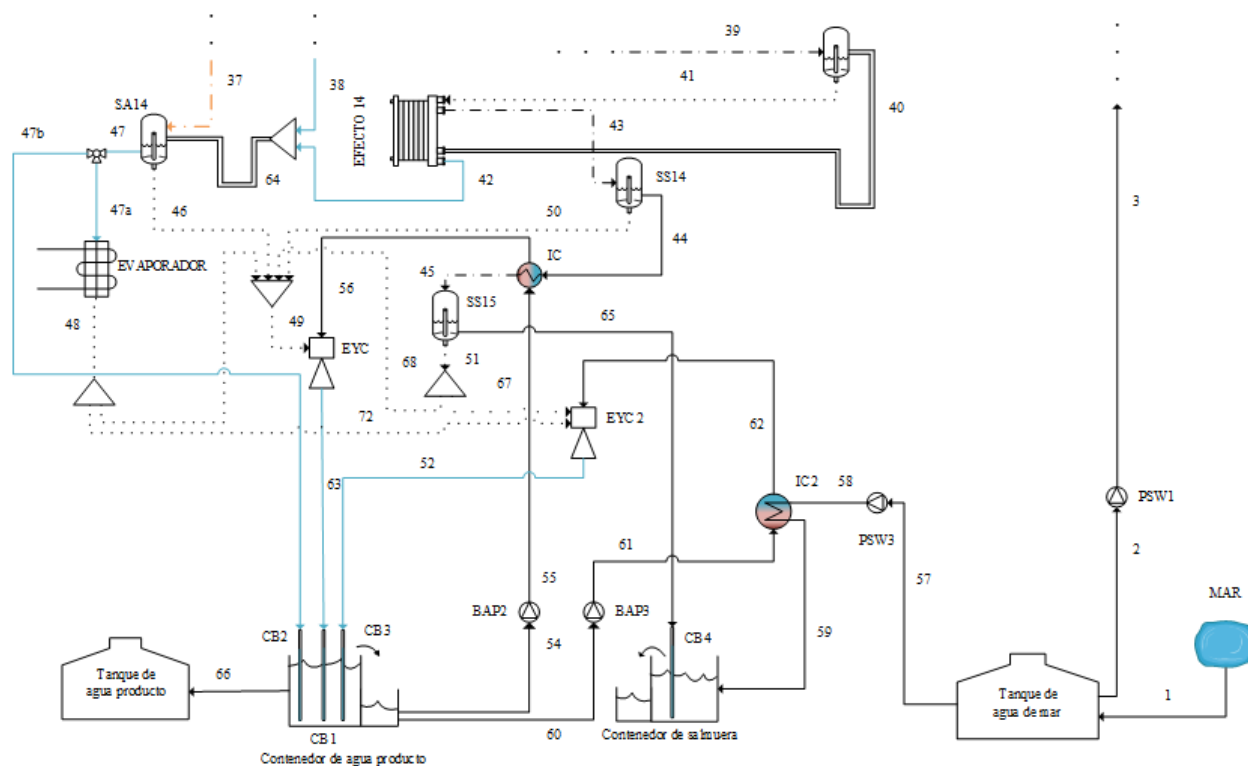


Fig. 5.3.- Diagrama de subsistema de doble eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y agua de mar.

5.4.1 Metodología de estudio

La propuesta tecnológica que se presenta en la **Fig. 5.3** del subsistema de eyectocondensación barométrica integra los siguientes componentes o bloques en Aspen Plus: intercambiadores de calor (**HEAT X**), bombas hidráulicas (**PUMP**), separadores líquido-vapor (**FLASH2**), mezcladores (**MIXER**) y válvulas de expansión (**VALVE**).

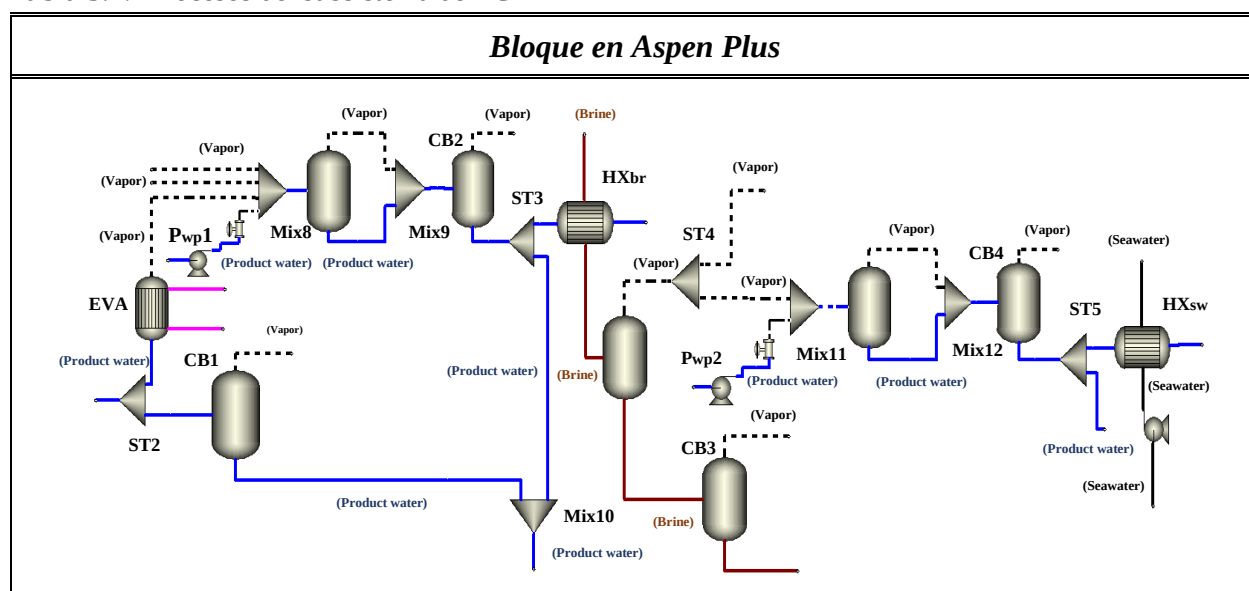
El subsistema de eyectocondensación barométrica con fluido de disipación de salmuera y uso de un segundo eyectorcondensador se considera los siguientes supuestos para su estudio de comportamiento operativo:

- El subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV opera en estado estable.
- El subsistema de eyectocondensación opera en estado estacionario.
- Las pérdidas por fricción y adiabáticas son despreciables dentro del eyector líquido-vapor.
- El calor de activación es $Q_{\text{gen}} = 191.666 \text{ kW}$ del subsistema de desalinización térmica MSF/MED al AV.
- Se utilizó una bomba de flujo variable para el agua producto (P_{AP1}), diseñada para ajustar su flujo de acuerdo a las necesidades. Esta bomba (P_{AP1}) se encarga de condensar la corriente de vapor (49), que se forma a partir de la mezcla de los vapores fríos del último efecto del sistema MED y el evaporador.
- Se utilizó una bomba de flujo variable para el agua producto (P_{AP2}), diseñada para ajustar su flujo de acuerdo a las necesidades. Esta bomba (P_{AP2}) se encarga de condensar la corriente de vapor (49), que se forma a partir de la mezcla de los vapores fríos del último efecto del sistema MED y el evaporador.
- Se consideró una bomba de flujo variable para el agua de mar (P_{sw2}), donde el flujo de agua de mar debe ajustarse para eliminar la ganancia térmica en la corriente de agua producto (53) a través del proceso de eyectocondensación.
- El intercambio de calor con salmuera (HX_{Salm}) contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 5°C .
- El intercambio de calor con agua de mar (HX_{Mar}) contemplan una temperatura mínima de aproximación (ΔT_{min}) de 3°C .
- Flujo másico del fluido condensado ($m_{47} = 1.0118 \text{ kg/s}$).
- Flujo de másico de la salmuera ($m_{47} = 2.711 \text{ kg/s}$).
- Concentración de salmuera a la salida del último efecto = 50,523 ppm.

- Se considera una eficiencia isentrópica del 85 % del equipo hidráulico de bombeo y compresor (P_{sw1} , P_{sw2} , P_{AP1} , P_{AP2}).
- Se considera una eficiencia exergética del 85% del eyectocondensador (**EJE1**).
- Se considera una eficiencia exergética del 25% del eyectocondensador (**EJE2**).
- La caída de presión en los equipos y tuberías es despreciable.
- Presión de descarga del difusor del eyectocondensador (**EJE1**) 1.5 kPa.
- Presión de descarga del difusor del eyectocondensador (**EJE2**) 4.15 kPa.
- Las propiedades del estado muerto de referencia: temperatura de 25°C y presión absoluta de 1 atm.

En la **Tabla 5.8** se presenta la configuración de interconexión entre los bloques utilizados, para la representación de los subsistemas de eyectocondensación barométrica (Doble eyectocondensación) y su estructura en la página de flujo principal en Aspen Plus. subsistemas: de extracción y adecuación de agua producto, y enfriamiento del fluido motriz mediante salmuera y la eyectocondensación del vapor desprendido de la salmuera, son representados en el proceso de “Doble eyectocondensación con disipación de salmuera/agua de mar”.

Tabla 5.7.- Procesos del subsistema de ECB



5.5 Comparación de las propuestas tecnológicas.

Para seleccionar la configuración óptima del subsistema de eyectocondensación, comparamos los resultados de producción única de agua producto entre las diferentes configuraciones. La Tabla 5.8 muestra los resultados obtenidos después del estudio del comportamiento operativo de los subsistemas propuestos. Estos resultados nos ayudan a determinar la configuración más destacada basándonos en indicadores de desempeño como la producción de agua producto, SEEC, STEC, SEC, RR, PR y PR_{global} .

Tabla 5.8.- Resultados de operación única desalinización.

<i>Parámetros:</i>	<i>Unidades:</i>	<i>Doble eyector</i>	<i>Eyector convencional</i>	<i>Compresor</i>	$\Delta DE - EC$ (%)	$\Delta DE - C$ (%)
Flujo de alimentación:	kg/s	4	4	4	-	-
Calor de activación:	kW	191.666	191.666	191.666	-	-
Agua producto:	kg/s	1.4602	1.2289	1.4602	15.84%	-
Concentración:	ppm	55,124	50,523	55,124	9.11%	-
Consumo eléctrico:	kW	45.9406	60.6217	73.9625	24.22%	37.89%
SEEC:	kWh/m ³	8.74	13.7	14.07	36.20%	37.88%
STEC:	kWh/m ³	36.46	43.32	36.46	15.84%	-
SEC:	kWh/m ³	45.2	57.03	50.53	20.74%	10.55%
RR	-	0.365	0.307	0.365	18.89%	-
PR:	-	17.72	14.91	17.72	18.85%	-
PR_{global} :	-	14.29	11.32	12.78	26.24%	11.82%

DE: Doble eyectocondensador, EC: Eyectocondensador convencional, C: Compresor.

Los resultados están basados en un flujo de alimentación constante de 4 kg/s y una potencia de activación fija de 191.66 kW, para las configuraciones de Doble Eyectocondensador (DE), Eyectocondensador convencional (EC) y Compresor (C).

Se logra identificar que, para ambas comparativas de configuraciones de eyectocondensación ($\Delta DE - EC$ y $\Delta DE - C$), el sistema que implementa el uso de "DE" muestra un incremento del 15.84% en la producción de agua en comparación con el subsistema "EC". En cuanto al consumo eléctrico, el subsistema "DE" representa un ahorro del 24.22% en comparación con "EC" y del 37.89% respecto a "C". La producción de agua desalinizada y la demanda eléctrica del sistema indican que la configuración del subsistema "DE" presenta un mejor desempeño en comparación

con el subsistema "EC". Por lo tanto, se observa un incremento del 18.89% en el indicador de RR, así como aumentos del 18.85% y 26.24% en los indicadores de PR y PR_{global} , respectivamente. Asimismo, el subsistema "DE" muestra un mayor rendimiento en el indicador de PR_{global} , con un incremento del 11.82% en comparación con el subsistema "C". En cuanto al consumo específico de energía, el subsistema de "DE" presenta el menor consumo total, al reportar tan solo el uso del SEC de 45.2 kWh/m^3 , situando a la configuración por debajo del rango comercial de este tipo de sistemas, según lo reportado en la literatura por [Shahzad et al. \(2015b\)](#).

Asimismo, en la **Tabla 5.9** se presentan los resultados de la producción cogenerativa de agua producto y enfriamiento de las configuraciones del subsistema de eyectocondensación, así como sus indicadores de desempeño y demanda eléctrica. Es importante destacar que, para este estudio, se ha mantenido constante un flujo de alimentación de 4 kg/s , un calor de activación de 191.66 kW y una producción de enfriamiento de 1891 kW fija.

Tabla 5.9.- Resultados de operación solo desalinización y enfriamiento

<i>Parámetros:</i>	<i>Unidades:</i>	<i>Doble eyector</i>	<i>Eyector convencional</i>	<i>Compresor</i>	$\Delta DE - EC$ (%)	$\Delta DE - C$ (%)
Flujo de alimentación:	kg/s	4	4	4	-	-
Calor de activación:	kW	191.666	191.666	191.666	-	-
Agua producto:	kg/s	2.2539	1.2289	2.2539	83.4%	-
Concentración:	ppm	80,818	50,523	80,818	59.96%	-
Consumo eléctrico:	kW	239.56	252.61	322.122	5.17%	25.63%
SEEC:	kWh/m^3	29.52	57.1	39.7	48.30%	25.64%
STEC:	kWh/m^3	23.62	43.32	23.62	45.48%	-
SEC:	kWh/m^3	53.15	100.42	63.32	47.07%	16.06%
Enfriamiento:	kW	1891	1891	1891	-	-
RR	-	0.563	0.307	0.563	83.4%	-
PR:	-	27.35	14.91	27.32	83.4%	-
PR_{global} :	-	12.15	11.33	10.203	7.33%	19.08%
COP:	-	4.38	4.25	3.68	3.06%	19.02%
COP_{global} :	-	16.54	10.69	13.884	54.72%	19.13%

DE: Doble eyector, EC: Eyector convencional, C: Compresor

Para evaluar y seleccionar la configuración más destacada, se incorporan además de los indicadores de desempeño de desalinización, otros que evalúan la capacidad de producción de enfriamiento en una operación única (COP) y la capacidad de producción cogenerativa de agua producto y enfriamiento (COP_{global}).

En cuanto a la capacidad de producción de agua producto, las configuraciones "DE" y "C" experimentan un aumento del 83.4% en comparación con la configuración "EC". Esto se debe a que tanto las configuraciones "DE" como "C" emplean el intercambiador de salmuera (HX_{salm}).

Por otro lado, la demanda eléctrica de todas las configuraciones aumenta debido a la inclusión de la producción de enfriamiento, lo que implica la necesidad de condensar una mayor cantidad de vapor frío proveniente del evaporador, en los eyectocondensadores. Sin embargo, la configuración "DE" muestra una menor demanda de energía, lo que demuestra ahorros energéticos del 5.17% en comparación con "EC" y del 25.63% en comparación con "C".

En los indicadores de desalinización como es de esperarse, dado el aumento en la capacidad de agua producto en las configuraciones de "DE" y "C". Se obtiene un incremento en el desempeño de desalinización en comparativa contra la configuración "EC" del 83.4% en el RR y PR. Cabe mencionar, en la comparativa del indicador de PR_{global} , siendo el indicador que involucra la demanda térmica y eléctrica del sistema, la configuración de "DE" al presentarse como la mejor, dado que es una de las configuraciones con mayor producción de agua producto y la de menor demanda eléctrica del sistema.

En relación con los indicadores de desalinización, como era de esperar, debido al aumento en la capacidad de producción de agua en las configuraciones "DE" y "C", se observa un incremento del 83.4% en el desempeño de desalinización en comparación con la configuración "EC". Es importante resaltar que, al analizar el indicador de PR_{global} , que engloba la demanda térmica y eléctrica del sistema, la configuración "DE" se posiciona como la mejor opción, presentando una mejora del 7.33% en comparación con "EC" y del 19.08% en comparación con "C". Esto se debe a que es una de las configuraciones con mayor producción de agua producto y la menor demanda eléctrica del sistema.

Asimismo, los indicadores de COP y COP_{global} señala a la configuración "DE" como la mejor opción, ya que este indicador también considera la demanda eléctrica y térmica del sistema, mostrando una mejora del 3.06% y 54.72% en comparación con "EC" y del 19.06% y 19.13% en comparación con "C".

Finalmente, con la evidencia presentada, se concluye que la configuración sobresaliente es la del subsistema de doble eyectocondensador "DE". Esta conclusión se basa en su mayor capacidad de producción de agua y menor demanda eléctrica en comparación con las otras configuraciones propuestas. Además, esta configuración muestra los mejores indicadores de desempeño tanto en la producción única de desalinización como en la cogeneración de desalinización y enfriamiento. Esta configuración del subsistema de eyectocondensación se implementará como parte del sistema trigenerativo propuesto detallado en esta TESIS.

CAPÍTULO 6

DISEÑO Y ANÁLISIS DEL EXPANSOR PROPUESTO

“En este capítulo se presenta el estudio del comportamiento operativo que debe cumplir el expansor bajo dos condiciones de expansión propuestas (1 efecto y 6 efecto). Asimismo, se realiza un comparativo entre las tecnologías de expansión para determinar el tipo de expansor y el modelo comercial más adecuado para este fin. Se valida el modelo semiempírico en EES, para el estudio del desempeño operativo del expansor y se utiliza este modelo para analizar los resultados operativos del expansor bajo una condición de operación propuesta.”

6.1 Estudio de comportamiento operativo de expansión dentro del subsistema desalinización térmica MSF/MED al AV.

Para seleccionar la tecnología de expansión de tornillo más adecuada disponible en el mercado, es crucial considerar los siguientes factores: tipo de fluido de trabajo, flujo másico y diferencia de temperatura y presión entre la entrada y la salida del expansor. Para ello, se presenta la **Tabla 6.1** con la información de las propiedades termodinámicas de la primera etapa y los efectos 1 y 6 del subsistema híbrido de desalinización térmica MSF/MED.

Tabla 6.1.- Propiedades termodinámicas operativas de etapa y efectos.

Unidades	Propiedades del fluido (1 etapa)		Propiedades del fluido (1 efecto)		Propiedades del fluido (6 efecto)	
	Parámetro	Valor	Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
kPa	$P_{eta,1}$	28.3	$P_{efe,1}$	3.875	$P_{efe,6}$	0.804
°C	$T_{eta,1}$	68	$T_{efe,1}$	28.41	$T_{efe,6}$	4
kJ/kg	$h_{eta,1}$	2,622	$h_{efe,1}$	2,306	$h_{efe,6}$	2,209
m ³ /kg	$v_{eta,1}$	5.523	$v_{efe,1}$	32.27	$v_{efe,6}$	133.9
l/s	$Q_{eta,1 \rightarrow 200kW}$	341.58	$Q_{efe,1 \rightarrow 200kW}$	2,051.91	$Q_{eta,1 \rightarrow 200kW}$	8,656.54
l/s	$Q_{eta,1 \rightarrow 350kW}$	677.14	$Q_{efe,1 \rightarrow 350kW}$	4,067.52	$Q_{eta,1 \rightarrow 350kW}$	17,159.8

Una vez presentada la información sobre las propiedades termodinámicas de la primera etapa y posteriores efectos, se procede con el diseño e ingeniería básica para establecer las características operativas que el expansor de tornillo debe cumplir. Por lo tanto, es necesario determinar los rangos de operación a los que estará sujeto el expansor. La **Tabla 6.2** presenta diversos rangos de operación a los que el expansor se encuentra sujeto. Estos rangos varían dependiendo de la presión de descarga (3.875 y 0.804 kPa), temperatura (28.41 y 4 °C), y del calor de activación adicionado en el generador (200 y 350 kW).

Es importante destacar que las variaciones en estos factores tienen un impacto significativo para la selección del expansor de tipo tornillo, como su capacidad de trabajo, la temperatura de la corriente de vapor expandida, el flujo volumétrico y el volumen específico.

Tabla 6.2.- Principales parámetros para diseño de expansor.

<i>Rango de operación</i>				
Unidades	Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
-	$P_{eta,1}/P_{efe,1}$	7.303	$P_{eta,1}/P_{efe,6}$	35.165
°C	$eta,1 \xrightarrow{\Delta T} efe,1$	39.59	$eta,1 \xrightarrow{\Delta T} efe,6$	64
kJ/kg	$eta,1 \xrightarrow{\Delta h} efe,1$	316	$eta,1 \xrightarrow{\Delta h} efe,6$	413
-	$v_{eta,1}/v_{efe,1}$	5.84	$v_{eta,1}/v_{efe,6}$	24.25
l/s	$eta,1 \xrightarrow{\Delta Q,200} efe,1$	1,710.34	$eta,1 \xrightarrow{\Delta Q,200} efe,6$	8,314.96
l/s	$eta,1 \xrightarrow{\Delta Q,350} efe,1$	3,400.38	$eta,1 \xrightarrow{\Delta Q,350} efe,6$	16,492.66
kW	$eta,1 \xrightarrow{\Delta \dot{W},200} efe,1$	14.62	$eta,1 \xrightarrow{\Delta \dot{W},200} efe,6$	24.31
kW	$eta,1 \xrightarrow{\Delta \dot{W},350} efe,1$	28.99	$eta,1 \xrightarrow{\Delta \dot{W},350} efe,6$	48.17

Durante el desarrollo del proyecto, se llevó a cabo un estudio exhaustivo del comportamiento operativo del sistema propuesto. En este proceso, se identificaron diversas condiciones de operación del sistema, las cuales fueron clasificadas en diferentes casos de estudio para realizar un análisis detallado del comportamiento operativo del expansor seleccionado, bajo diversas condiciones operativas.

6.2 Selección de equipo de expansión

En la literatura se encuentran estudios teóricos y experimentales sobre el uso de expansores volumétricos en ciclos ORC para la generación de trabajo eléctrico (Moradi & Cioccolanti, 2024). La **Tabla 6.3** presenta un resumen de las características operativas, incluyendo la expansión de volumen y presión, así como la eficiencia isentrópica típica reportada para estas tecnologías.

Tabla 6.3.- Estado de la técnica de los expansores de Rollo, Tornillo y Pistón.

<i>Tipo de expansor:</i>	<i>Relación de presión:</i>	<i>Relación de volumen</i>	<i>Eficiencia isentrópica (%)</i>
Rollo	2 a 10.2	1.5 a 4.2	40 a 54
Tornillo	2.5 a 10.2	2 a 6	60 a 70
Pistón	6 a 40	2 a 8(5)	41 a 51

Se llevó a cabo un estudio exploratorio sobre el cambio en las propiedades termodinámicas de la corriente de vapor al salir del expansor. Para ello, se emplearon las ecuaciones (6.1) y (6.2), que determinan la relación entre la presión y el volumen en la entrada y la salida del expansor. Asimismo, se analizó el cambio en la calidad del vapor de la corriente de trabajo a la salida del expansor. Estos resultados fueron contrastados con lo reportado en la literatura con el fin de seleccionar la tecnología de expansión más adecuada para el sistema propuesto. Como se muestra en la **Fig. 6.1**.

La relación de presión se define como:

$$Rp = \frac{\text{Presión inicial}}{\text{Presión final}} \quad (6.1)$$

La relación de volumen se define como:

$$Rv = \frac{\text{Volumen final}}{\text{Volumen inicial}} \quad (6.2)$$

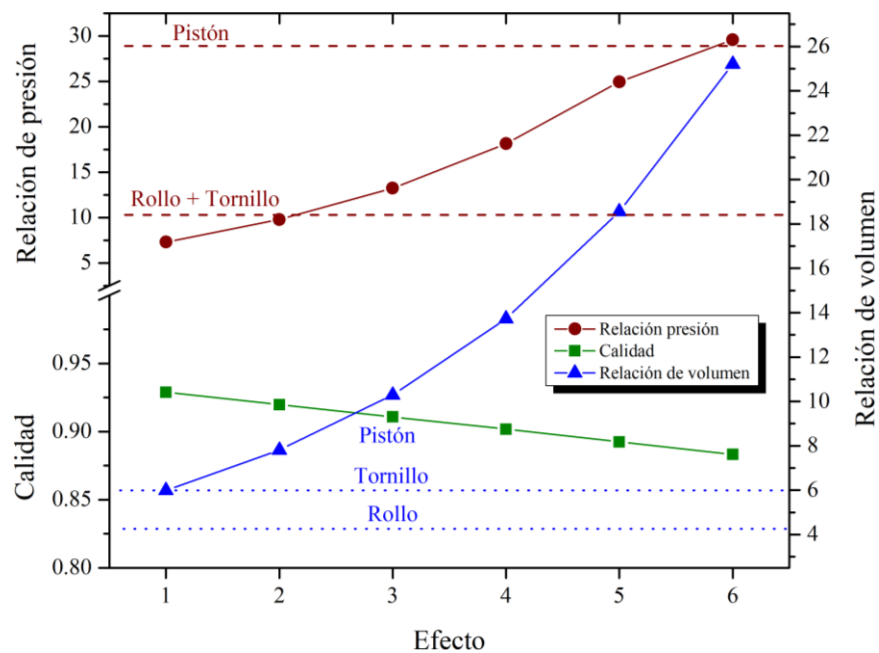


Fig. 6.1.- Gráfico de tecnología de expansión con su relación de expansión, presión y calidad.

Las tecnologías de tornillo y rolo operan con relaciones de volumen entre 4 a 6, y de presión entre 8 a 10, en comparación con las relaciones reportadas para el expansor de tipo pistón, que tienen presiones entre 7 a 26 y volúmenes entre 4 a 8.

Después de revisar el estado actual de los equipos de expansión volumétrica, se ha identificado la tecnología de expansión de "**tornillo**" como la opción más adecuada para implementar el modelo matemático semiempírico en el estudio teórico de desempeño del expansor, dentro de los parámetros operativos del sistema propuesto en esta tesis. Se destaca que, para estudiar el comportamiento operativo del expansor, se establecen los parámetros operativos determinados en el estudio de sensibilidad del sistema presentado en el **Capítulo 4**. Por lo tanto, el desarrollo e implementación del modelo semiempírico se centrará en las características operativas específicas de esta tecnología y en las condiciones operativas que permitan funcionar dentro de los límites reportados en la literatura.

6.3 Selección de modelo de expansión tipo “tornillo”

Para identificar y seleccionar un modelo de expansor de tornillo que cumpla con las características operativas deseadas, se investigaron las principales empresas fabricantes de dispositivos mecánicos de este tipo, que brinde la información requerida en sus fichas técnicas. Entre ellas se encuentran:

- Leistritz.
- Alfa Laval.
- North Ridge pumps.
- Bornemann.

Cada proveedor se especializa en una línea de aplicación específica. Por ejemplo, los equipos de Alfa Laval están diseñados para el transporte de fluidos de alta viscosidad y con sólidos suspendidos, lo que los convierte en una buena opción para procesos en las industrias farmacéutica y de alimentos.

Por otro lado, otros proveedores ofrecen equipos dirigidos a aplicaciones en sectores como la petroquímica, el gas natural, los biocombustibles y el sector energético, lo que también los hace una buena opción en sus respectivos campos. Como se ha mencionado, el flujo volumétrico es un parámetro crucial para la selección del equipo de expansión de tornillo. En la **Tabla 6.4** se presentan los flujos volumétricos reportados por cada proveedor.

Tabla 6.4.- Flujo volumétrico de proveedores de equipos de tipo tornillo.

<i>Proveedor</i>	<i>Flujo volumétrico</i>
Alfa Laval	6.1 – 134.3 m ³ /hr
Leistritz	2,000 – 5,000 m ³ /hr
North Ridge Pumps	19.2 – 1,356 m ³ /hr
Bornemann	230 – 4,500 m ³ /hr

De los proveedores investigados, la marca Leistritz presenta equipos con un mayor manejo de flujo volumétrico, especialmente orientados a aplicaciones en el transporte, el sector energético y la industria química. Por lo tanto, se selecciona a la marca Leistritz para la elección de equipos dentro

de su banco de información. Se identificarán aquellos equipos que cumplan con las características técnicas necesarias para alimentar los parámetros señalados por el modelo matemático y realizar el estudio.

Los equipos de la marca Leistritz que resultan particularmente atractivos para la aplicación fueron aquellos que tenían capacidades de flujo volumétrico mayores a 2,000 m³/hr, debido a la expansión de volumen que sufre la corriente de vapor dentro del equipo de tornillo mecánico. Los equipos seleccionados se muestran en la **Tabla 6.5**.

Tabla 6.5.- Flujos volumétricos de equipos de Leistritz

<i>Caso</i>	<i>Equipo</i>	<i>Flujo volumétrico</i>
1	L4 MG365	2,600 m ³ /hr
2	L4 NG450 L4 MG365	5,000 m ³ /hr 2,600 m ³ /hr
3	L4 NG450 L4 NG450	5,000 m ³ /hr 4,607 m ³ /hr
4	L4 NG450 L4 NG260	5,000 m ³ /hr 1,550 m ³ /hr
5	L4 NG450 L4 MG330	5,000 m ³ /hr 2,200 m ³ /hr

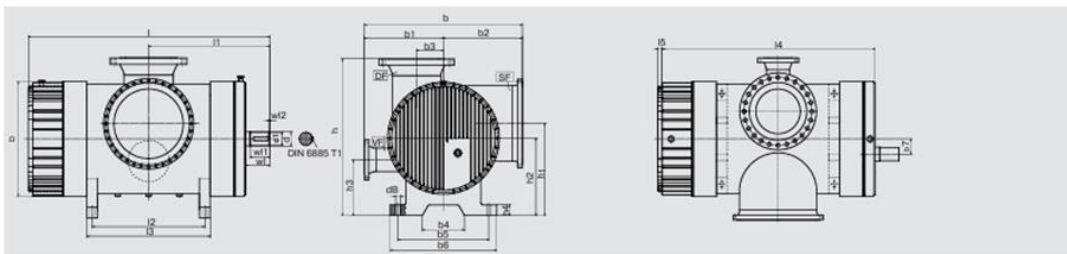
Los rangos de operación se definen considerando la presión de descarga del expansor, el cambio en la relación de volumen, el flujo volumétrico del fluido de trabajo y el calor proporcionado al generador. Estos factores generan diversas condiciones a las que está sujeto el expansor, las cuales se detallan en la **Tabla 6.6**.

Tabla 6.6.-Tabla comparativa de casos con propiedades termodinámicas.

<i>Caso</i>	<i>Efecto</i>	<i>Calor de activación (kW)</i>	<i>R_{in,v}</i>	<i>R_{in,p}</i>	<i>Q_{flujo} (l/s)</i>
1	1	200	5.84	7.303	2,051.92
2	1	200	5.84	7.303	2,051.92
3	1	350	5.84	7.303	4,067.52
4	6	200	24.25	35.165	8,656.54
5	6	350	24.25	35.165	17,156.8

Para elegir el modelo más adecuado entre los equipos de expensor de tornillo de Leistritz, es crucial examinar varios aspectos. En primer lugar, se debe evaluar el dimensionamiento físico de los equipos, como se muestra en la **Fig. 6.2**. Luego, es importante considerar el material de construcción, detallado en la **Fig. 6.3**. Además, se debe tener en cuenta el flujo volumétrico nominal de operación.

Así también, considerando los factores anteriores, se llevará a cabo un análisis minucioso de la eficiencia volumétrica y mecánica del expensor dentro del contexto específico del caso de estudio presentado anteriormente. Este análisis exhaustivo nos permitirá tomar una decisión informada respecto al modelo de expensor de tornillo que mejor se adapte a las condiciones particulares de diseño.

MASSZEICHNUNG/DIMENSIONAL DRAWING L4**MASSBLATT/PUMP DIMENSIONS* L4MG**

Bau- größe/ Pump Size	SF					DF					VF				b	b1	b2	b3	b4	b5	b6	b7	
	ASME		DIN			ASME		DIN			ASME		DIN										
330	26" 150 lbs	DN650 PN16				16" 300 lbs	DN400 PN40				8" 300 lbs	DN200 PN40				1380	680	700	230	360	790	910	125
365	28" 150 lbs	DN700 PN16				18" 300 lbs	DN450 PN40				8" 300 lbs	DN200 PN40				1500	750	750	255	400	840	1010	140
Bau- größe/ Pump Size	h	h1	h2	h3	h4	l	l1	l2	l3	l4	l5	D	DIN 6885 T1	d	d1	wl	wl1	wl2	dB				
330	1360	795	680	495	90	2046.5	1069	971	1061	1826	-	910	A 28 x 16 x 160	110	100	220.5	180	10	46				
365	1480	870	730	525	100	2239	1148	1054	1154	2017	-	1060	A 32 x 18 x 150	130	120	222	179	5	46				

MASSBLATT/PUMP DIMENSIONS* L4 NG														
Bau- größe/ Pump Size	SF		DF		VF		b	b1	b2	b3	b4	b5	b6	b7
	ASME	DIN	ASME	DIN	ASME	DIN								
260	24" lbs 150	DN500 PN16	12" lbs 300	DN300 PN25	6" lbs 150	DN150 PN25	1160	570	590	185	280	620	710	94
450	38" lbs 150	DN950 PN16	24" lbs 300	DN600 PN25	-	-	1620	800	820	250	440	930	1110	155

MASSBLATT/PUMP DIMENSIONS* L4 NG																			
Bau- größe/ Pump Size	h	h1	h2	h3	h4	l	l1	l2	l3	l4	l5	D	DIN 6885 T1	d	d1	wl	wl1	wl2	dB
260	1100	620	530	385	70	1528.5	748	717	787	1381	60	700	A 22 x 14 x 110	90	85	147.5	140	15	33
450	1580	850	780	555	110	-	-	-	-	-	-	1130	A 36 x 20 x 220	140	130	299	264	35	46

Fig. 6.2.- Ficha de equipos de expansor de tornillo L4 MG330, L4MG365, L4 NG260 y L4 NG450

CONSTRUCTION MATERIALS L4NG/MG/HG	
Pump Casing:	Carbon Steel (1.0038, 1.0570) or Stainless Steel (1.4571)
Casing Insert	Grey Cast Iron (0.6025), Nodular Cast Iron (0.7040), Cast Carbon Steel (1.0619), Cast Stainless Steel (1.4408, 1.4470)
Drive and Idler Screws	Case Hardening Steel (1.7139, 1.8550), Hardened Stainless Steel (1.4122, 1.4542)
Casing Cover	Carbon Steel (1.0038, 1.0570) or Stainless Steel (1.4571)
Casing Seals	NBR or FPM
Shaft Seals	Selection depending on the individual operating conditions

Fig. 6.3.- Material de equipo de expansor de tornillo

Para determinar si la elección de los equipos fue la correcta se utilizó las ecuaciones de eficiencia volumétrica Eq(6.3) y mecánica Eq(6.4) proporcionadas por el fabricante.

Eficiencia volumétrica:

$$\eta_{Vol} = \frac{4 \cdot 10^6 \cdot Q}{B^2 \cdot S \cdot 4.075 \cdot n} \quad (6.3)$$

Eficiencia mecánica:

$$\eta_{mec} = \frac{Qg \cdot \Delta p}{6 \cdot P} \quad (6.4)$$

El cálculo de las eficiencias requiere los siguientes valores: flujo teórico, velocidad angular, volumen barrido, velocidad axial y potencia eléctrica. Estos valores se derivan de las dimensiones físicas de los equipos, como los diámetros internos y externos, el diámetro del tornillo y el pitch del rotor.

Para el cálculo del volumen de barrido, se utiliza la siguiente ecuación Eq(6.5) definida por el proveedor y resultado se muestran **Tabla 6.7**.

$$V_{swept} = \frac{B^2 * S * 4.075}{4 * 10^6} \quad (6.5)$$

Tabla 6.7.- Volumen de barrido de equipos Leistritz

<i>Equipo:</i>	<i>Volumen de barrido:</i>
L4 NG450	0.0412 m ³
L4 MG365	0.0267 m ³
L4 MG330	0.0195 m ³
L4 NG260	0.0103 m ³

La determinación de la velocidad angular en relación con el flujo volumétrico y volumen de barrido operado por el equipo se logró a través de la siguiente ecuación, denotada como Eq(6.6) y **Tabla 6.8:**

$$Velocidad\ angular = \frac{Q_{flujo}}{V_{swept}} \quad (6.6)$$

Tabla 6.8.- Velocidad angular de equipos Leistritz

<i>Caso</i>	<i>Equipo</i>	<i>Velocidad angular</i>
1	L4 MG365	1535.3 rpm
2	L4 NG450 L4 MG365	2020.2 rpm 1488.2 rpm
3	L4 NG450 L4 NG450	2020.2 rpm 1861.4 rpm
4	L4 NG450 L4 NG260	2020.2 rpm 2500.8 rpm

5	L4 NG450	2020.2 rpm
	L4 MG330	1878.4 rpm

La velocidad axial del fluido de trabajo dentro del expansor se define mediante la siguiente ecuación Eq(6.7) y los resultados se indican en la **Tabla 6.9**:

$$Velocidad\ axial = \frac{s * velocidad\ angular}{V_{swept}} \quad (6.7)$$

Tabla 6.9.- Velocidad axial de equipos Leistritz

<i>Caso</i>	<i>Equipo</i>	<i>Velocidad axial</i>
1	L4 MG365	5.04 m/s
2	L4 NG450	6.73 m/s
	L4 MG365	4.88 m/s
3	L4 NG450	6.73 m/s
	L4 NG450	6.21 m/s
4	L4 NG450	6.73 m/s
	L4 NG260	6.25 m/s
5	L4 NG450	6.73 m/s
	L4 MG330	5.51 m/s

El flujo teórico el cual manejara en función del flujo volumétrico que opera el equipo se obtuvo mediante la siguiente ecuación Eq(6.8) y los resultados se indican en la **Tabla 6.10**:

$$Flujo\ teórico = Vg * velocidad\ angular \quad (6.8)$$

Tabla 6.10.- Flujo teórico de equipos Liestriz

<i>Caso</i>	<i>Equipo</i>	<i>Flujo teórico</i>
1	L4 MG365	41,050 l/min
2	L4 NG450	83,352 l/min
	L4 MG365	39,791 l/min
3	L4 NG450	83,352 l/min
	L4 NG450	76,800 l/min
4	L4 NG450	83,352 l/min
	L4 NG260	25,833 l/min
5	L4 NG450	83,352 l/min
	L4 MG330	36,600 l/min

La potencia mecánica generada por el equipo, determinada por la ecuación proporcionada por el fabricante, se calculó utilizando la ecuación Eq(6.9) y los resultados obtenidos se indican en la **Tabla 6.11:**

$$P = \frac{Qg*\Delta p}{600} + \left(\frac{B^{2.08}*S^{0.22}}{7500} - .3 \right) * \sqrt[3]{\frac{v}{37.4}} * \left(\frac{n}{1450} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (6.9)$$

Tabla 6.11.- Potencia mecánica de equipos Leistritz

<i>Caso</i>	<i>Equipo</i>	<i>Potencia mecánica</i>
1	L4 MG365	17.42 kW
2	L4 NG450	35.52 kW
	L4 MG365	15.66 kW
3	L4 NG450	35.52 kW
	L4 NG450	32.69 kW
4	L4 NG450	39.61 kW
	L4 NG260	6.87 kW
5	L4 NG450	35.52 kW
	L4 MG330	11.31 kW

Una vez completados los cálculos necesarios, se realiza el cálculo para la determinación de las eficiencias volumétricas y mecánicas. Esta etapa es de suma importancia en la evaluación del desempeño, ya que nos permitirá realizar un análisis detallado del desempeño operativo del expansor de tornillo en cada uno de los distintos equipos para cada caso específico.

En cuanto a las eficiencias volumétricas de los diferentes casos, se observa una variación mínima, con diferencias que rondan el 0.0125% según se aprecia en la **Fig. 6.4**. Sin embargo, es destacable mencionar que el caso 4 exhibe la mayor eficiencia volumétrica entre ellos.

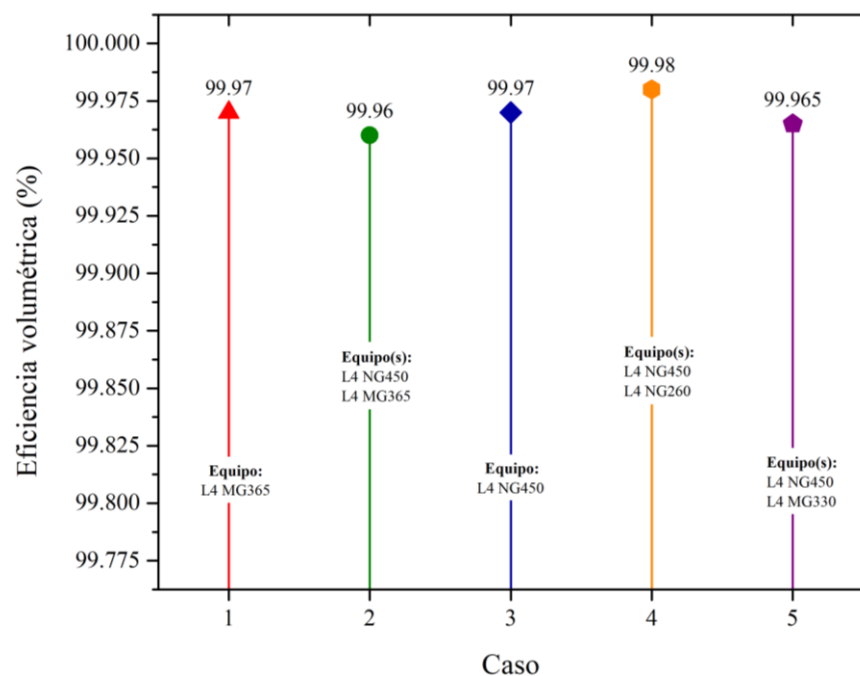


Fig. 6.4.- Eficiencia volumétrica en cada caso particular.

En la **Fig. 6.5** Se muestra que, en términos de eficiencia mecánica, el caso 1 destaca con una eficiencia del 96.24%, mientras que los demás casos muestran eficiencias similares por debajo de la eficiencia del caso 1. De esta manera, podemos concluir que la elección más acertada sería el caso 1.

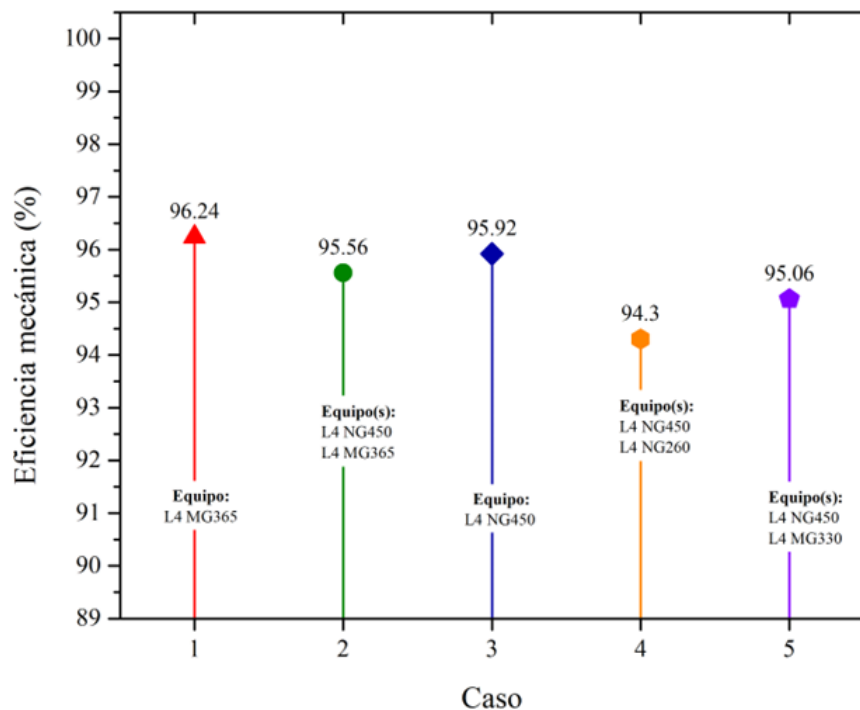


Fig. 6.5.- Eficiencia mecánica en cada caso particular.

Los resultados del estudio sobre el comportamiento operativo y el rendimiento del equipo L4 MG365 muestran que tiene el mejor desempeño tanto en eficiencia volumétrica como mecánica. Por lo tanto, se usarán las características operativas del caso 1, representadas por el equipo L4 MG365, para realizar un análisis detallado de su rendimiento operativo esperado del expansor.

6.4 Validación de modelo semi empírico.

El modelo matemático propuesto por Lemort et al. (2009) divide la información requerida en tres secciones distintas, tal como se muestra en la **Fig. 6.6**: parámetros, variables de entrada y resultados. Los parámetros reflejan las características físicas del equipo de expansión y las condiciones ambientales del estudio, mientras que las variables de entrada ofrecen información sobre las propiedades termodinámicas del flujo que entra al expansor y la presión de salida. Los resultados, por su parte, muestran el comportamiento y desempeño operativo del expansor, junto con la información termodinámica de la corriente al salir del mismo.

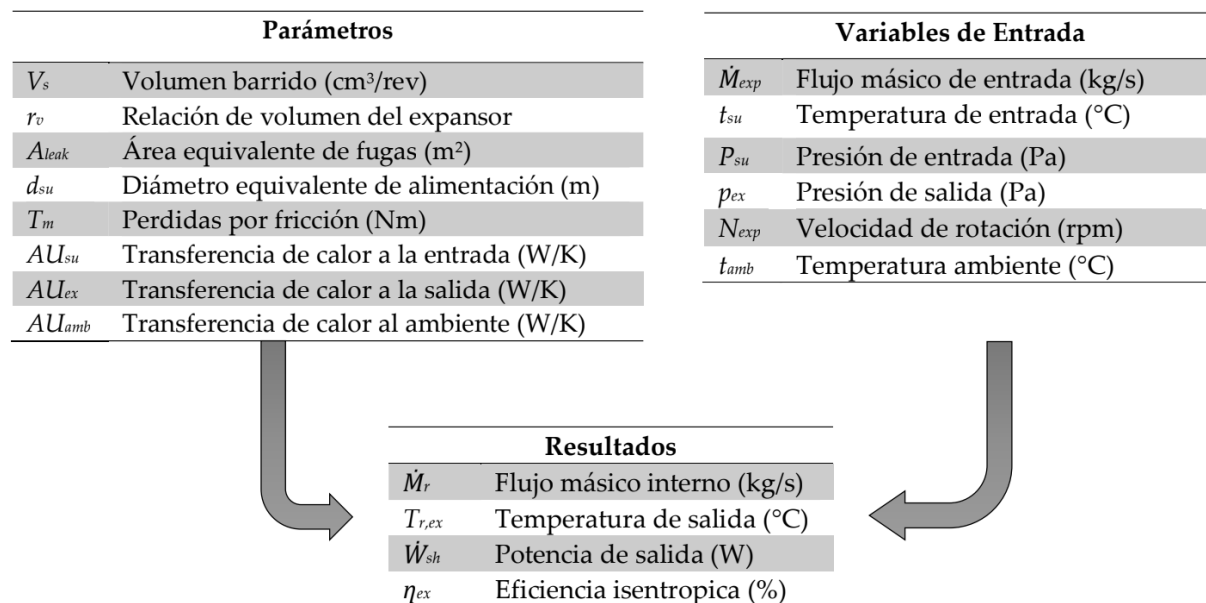


Fig. 6.6.- Información principal utilizada para el modelo (**Citar a Dr. Daniel**)

La validación del modelo matemático se realizó utilizando el software de Engineering Equation Solver (**ESS**). Se llevó a cabo una revisión exhaustiva de la literatura para identificar autores que hayan empleado el modelo matemático previamente descrito. Se dio especial atención a los autores que reportaban datos experimentales para respaldar la validez del modelo. Además, se priorizó la

selección de aquellos artículos que emplearon la tecnología de expansión de tornillo gemelo, ya que en la literatura se ajustaban a los rangos de producción de trabajo mecánico estimados en trabajos previos.

Una vez descrito el modelo matemático, se seleccionó un caso de estudio experimental reportado en el artículo de **Wang et al. (2023)** para la validación del modelo matemático desarrollado en el software EES. La **Tabla 6.12** proporciona información sobre los parámetros característicos físicos y las variables de entrada según el artículo.

Tabla 6.12.- Parámetro descriptivos del expansor.

<i>Parámetro</i>	<i>Unidades</i>	<i>Valor</i>
AU_{sun}	W/K	11.62
AU_{exn}	W/K	25.19
AU_{amb}	W/K	9.71
A_{su}	mm ²	490.87
A_{fuga}	mm ²	30.65
$\dot{M}_n$	kg/s	1.19
$R_{in,v}$	-	4.86
$R_{in,p}$	-	4.33
$V_{s,cp}$	cm ³	106.17
τ_{loss}	N*m	1.53

Se muestran en la **Tabla 6.13** los parámetros físicos y las variables de entrada del caso de estudio proporcionado por **Wang et al. (2023)**. Posteriormente, en la **Tabla 6.14** se presentan los resultados operativos obtenidos tras la resolución del modelo matemático. Se analizó el desempeño del expansor en relación con la potencia de salida, la eficiencia isentrópica y la temperatura de la corriente al salir del expansor, comparándolos con los datos experimentales reportados.

Tabla 6.13.- Datos de variables de entrada e información de salida.

<i>Entrada</i>	<i>Unidades</i>	<i>Valor</i>
$\dot{M}_{su}$	kg/s	0.49
T_{su}	°C	123
P_{su}	bar	11.99
P_{ex}	bar	2.38
N_{rev}	rpm	1771

El error relativo entre los resultados obtenidos y los resultados experimentales reporta un error máximo del 12.1% en la temperatura del flujo de vapor a la salida del expansor. Asimismo, se exhiben errores porcentuales del 1.37% y 3.04% con respecto al desempeño operativo del expansor. Por lo tanto, se concluye que el modelo es bastante preciso en relación con los datos experimentales, lo que respalda su uso continuado para el estudio del comportamiento operativo del expansor de tipo tornillo en el caso de estudio propuesto en este proyecto.

Tabla 6.14.- Comparativa de resultados de modelo entre *W. Wang (2023)* y este trabajo

<i>Salida:</i>	<i>Unidades</i>	<i>W. Wang (2023)</i>	<i>Este trabajo</i>	<i>Error (%)</i>
$\dot{W}_{sh}$	kW	5.16	5.231	1.37
η_{is}	-	0.3748	0.3862	3.04
T_{ex}	°C	80.1	70.4	12.10
Error promedio:				5.503

6.5 Determinación de coeficientes de transferencia de calor del expansor.

En la resolución del modelo matemático, es crucial obtener los coeficientes globales de transferencia de calor de las secciones de succión, descarga y carcasa del expansor de tornillo.

La Eq (6.10) se utiliza para determinar estos coeficientes, los cuales representan el calor transferido desde el fluido de trabajo hacia la carcasa y posteriormente al ambiente, o viceversa.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T \quad (6.10)$$

Los mecanismos de transferencia de calor que gobiernan los fenómenos de transferencia del expansor son conductivos y convectivos, los cuales se combinan para calcular el calor transferido en cada una de las secciones del expansor correspondientes, como se muestra en la **Fig. 6.6** y la Eq (6.11).

Donde:

$$R_{total} = \sum R_{succión} + \sum R_{carcasa} + \sum R_{descarga} \quad (6.11)$$

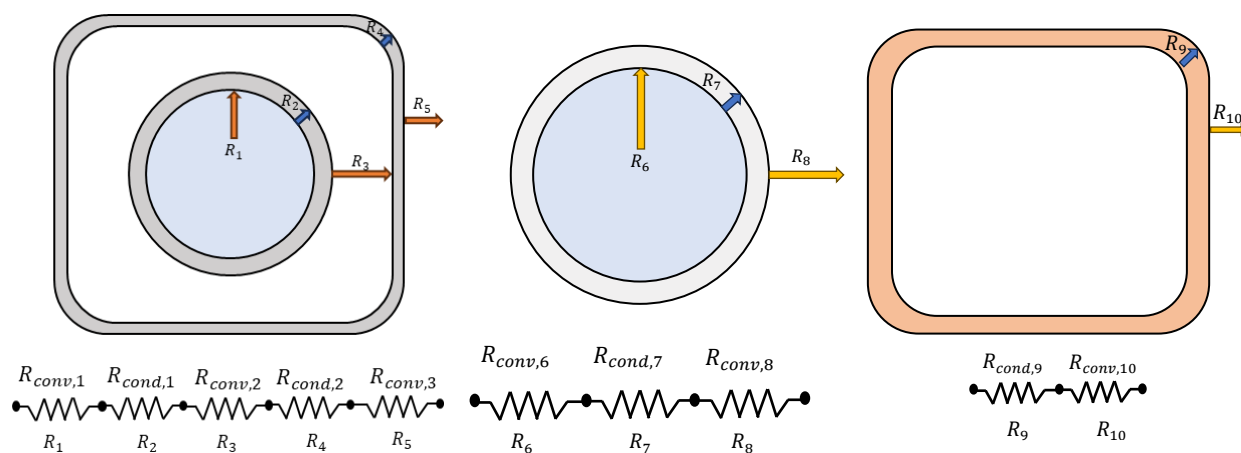


Fig. 6.7.- Diagrama de resistencia térmica en la succión, descarga y carcasa.

Las resistencias térmicas señalan la ruta por la cual se dirige la energía. La suma total de estas resistencias permite calcular, mediante la primera ley de la termodinámica, la cantidad de calor transferido desde el ambiente hacia el fluido de trabajo o viceversa.

La ecuación de transferencia de calor conductividad del conducto circular para las secciones de succión y descarga se definen con la Eq (6.12) y el cálculo del área de contacto en la pared mediante la Eq (6.13).

$$R_{cond} = \frac{L}{k \cdot A} = \frac{L}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (6.12)$$

Al analizar la resistencia térmica de la pared del conducto curvo por el cual se transporta el fluido de trabajo, donde la transferencia de calor ocurre de manera conductiva, se utiliza la **Eq** (6.14). Donde, " k " representa la conductividad térmica del material y " L " la longitud del ducto desde la entrada hasta la salida para las secciones de succión y descarga. Por otro lado, la **Eq** (6.15) se utiliza para calcular la resistencia térmica total de la carcasa, donde " L " representa la longitud desde el fluido de trabajo hasta la temperatura ambiente, y " A " corresponde al área de contacto con el exterior.

$$R_{pared} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (6.14)$$

$$R_{pared,carcasa} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (6.15)$$

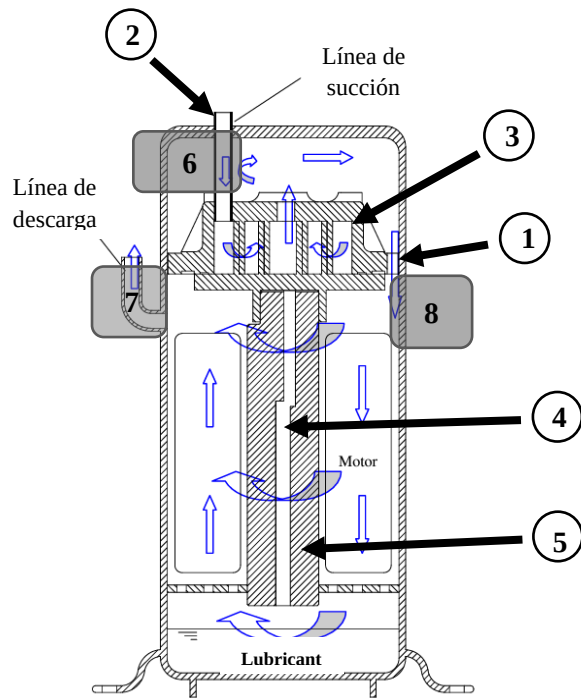
Por otra parte, el cálculo de resistencia térmica por convección se define mediante la **Eq** (6.16), la cual analiza la resistencia térmica del fluido de trabajo de acuerdo a sus características termodinámicas y el área de contacto dentro del conducto en el cual es conducido.

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (6.16)$$

Finalmente, la siguiente **Eq** (6.17) describe la resistencia térmica total en las secciones de succión y descarga.

$$R_{succ,desc} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (6.17)$$

A continuación, se muestra en la **Fig. 6.7**, donde se observan todas las geometrías y características físicas del expansor de tornillo e información fundamental para alimentar el modelo matemático. Además, se destacan las secciones de transferencia de calor donde se analiza el intercambio de calor con el fluido de trabajo, el área de fuga del fluido de trabajo, los componentes que causan las pérdidas de energía mecánica y las zonas móviles encargadas de realizar el trabajo mecánico del expansor.



Geometría y características

- 1.- Área de fuga (A_{leak})
- 2.- Área efectiva de succión (A_{su})
- 3.- Volumen de barrido (V_{sw})
- 4.- Velocidad de giro (N_{rev})
- 5.- Pérdidas por fricción (T_{loss})

Transferencia de calor

- 6.- En la succión (AU_{su})
- 7.- En la descarga (AU_{des})
- 8.- En el envoltorio (AU_{amb})

Fig. 6.8.- Representación gráfica de parámetros del expansor.

A continuación, se presenta en la **Tabla 6.15** las propiedades termofísicas tanto del fluido de trabajo como del aire circundante, junto con los parámetros físicos específicos del expansor tipo tornillo.

Estos datos son utilizados para calcular los coeficientes de transferencia de calor necesarios en el modelo matemático, permitiendo así un análisis más detallado del intercambio térmico en el expansor.

Tabla 6.15.- Parámetros de expansor y propiedades del fluido trabajo.

<i>Propiedades del expansor:</i>	<i>Sección de succión</i>	<i>Sección de descarga:</i>	<i>Carcasa</i>
Diámetro interno (mm)	500	400	500
Diámetro externo (mm)	509.53	409.53	842
Longitud total (mm)	750	730	1.7
Conductividad térmica (W/mK)	54	15	34
Propiedades de fluidos de expansor:	Agua @ 68°C & 28.3 kPa	Agua @ 29°C & 3.875 kPa	Aire @ 25°C & 101.325 kPa
Número de Prandtl (-)	1.022	1.021	0.7073
Conductividad térmica (W/mK)	0.0217	0.0186	0.02625
Viscosidad (Pa-s)	11.19x10-6	9.96x10-6	18.45x10-6
Densidad (kg/m3)	0.1829	0.0278	1.184

Con la información proporcionada, se calcula el número de Reynolds para la entrada (succión) y salida (descarga) del fluido de trabajo mediante la **Eq** (6.18):

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (6.18)$$

Se considera que el fluido de trabajo a la entrada y salida del expansor se encuentra en régimen turbulento completamente desarrollado, se propone la siguiente **Eq** (6.19) para el cálculo del número de Nusselt:

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (6.19)$$

El coeficiente de convección se obtiene mediante la **Eq** (6.20):

$$h = \frac{NuK}{D} = \frac{k}{L}Nu \quad (6.20)$$

Así también, para calcular la transferencia de calor desde la carcasa del dispositivo hacia el medio ambiente, se toma en cuenta la convección natural del cuerpo (carcasa) hacia el medio ambiente, asumiendo que la carcasa se comporta como un cuerpo cilíndrico horizontal. Se procede a calcular el número de Nusselt mediante la **Eq** (6.21):

$$Nu = \left(0.6 + \frac{0.387 * Ra_L^{\frac{1}{4}}}{[1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}}]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \quad (6.21)$$

Donde Ra_L es el número de Rayleigh, describe la relación entre la difusividad del momentum y la difusividad térmica. La cual es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl, mediante la **Eq** (6.22).

$$Ra_L = Gr_L Pr_{aire} = \frac{\rho \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\gamma^2} Pr_{aire} \quad (6.22)$$

La longitud característica del cilindro horizontal se define mediante la **Eq** (6.23):

$$L_c = D_c \quad (6.23)$$

Siendo D_c como el diámetro externo del equipo seleccionado “**L4 MG365**”.

Una vez obtenido el número de Nusselt, se procede obtener el coeficiente de convección mediante la **Eq** (6.24):

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad (6.24)$$

Los coeficientes totales de transferencia de calor calculados para las secciones de entrada (succión), salida (descarga) y carcasa (ambiente), se presentan en la siguiente **Tabla 6.16**.

Tabla 6.16.- Parámetros de transferencia de calor del expansor.

<i>Tipo de transferencia</i>	<i>Valor</i>
Succión (AU_{suc})	0.277 W/K
Descarga (AU_{des})	0.11 W/K
Ambiente (AU_{amb})	49.95 W/K

6.5 Modelo del expansor.

Después de obtener los coeficientes de transferencia de calor de la succión, la descarga y el ambiente, se procede a incorporar la información de los parámetros físicos y operativos del

expansor en el modelo matemático, los cuales se presentan en la **Tabla 6.17**. Esto permitirá analizar el comportamiento operativo del expansor al ser utilizado en el caso de estudio dentro del sistema propuesto.

Tabla 6.17.- Parámetros del Expansor L4 MG365 (Twin Screw).

<i>Parámetro</i>	<i>Unidades</i>	<i>Valor</i>
AU_{succ}	W/K	0.277
AU_{desc}	W/K	0.11
AU_{amb}	W/K	49.95
A_{su}	m ²	0.1964
A_{fuga}	mm ²	0.00982
$\dot{M}_n$	kg/s	0.0613
$R_{in,v}$	-	5.84
$R_{in,p}$	-	7.303
$V_{s,cp}$	m ³	0.0267
τ_{loss}	N*m	1.53

Los valores de entrada necesarios se presentan en la **Tabla 6.18** para alimentar el modelo matemático incluyen las propiedades termodinámicas de la primera etapa Flash y primer efecto MED, así como las revoluciones de operación “ N_{rev} ” del expansor.

Tabla 6.18.- Variables de entrada para el modelo matemático.

<i>Entrada</i>	<i>Unidades</i>	<i>Valor</i>
$\dot{M}_{su}$	kg/s	0.0613
T_{su}	°C	68
P_{su}	kPa	28.3
P_{ex}	kPa	3.875
N_{rev}	rpm	1535

Finalmente, en la **Tabla 6.19** se presenta una comparativa entre los resultados obtenidos tras la resolución del modelo matemático y la información recabada del desempeño señalado por las simulaciones teóricas en Aspen Plus.

Tabla 6.19.- Resultados del modelo matemático y Aspen Plus del estudio operativo.

<i>Salida:</i>	<i>Unidades</i>	<i>Aspen Plus</i>	<i>Este trabajo</i>	<i>Error (%)</i>
$\dot{W}_{sh}$	kW	14.62	12	17.92
η_{is}	-	0.85	0.758	10.8
T_{ex}	°C	28.41	28.5	0.31
Error promedio				9.67

Con el estudio del rendimiento operativo del expansor de tornillo propuesto “**L4 MG365**” como expansor, utilizando $Q_{act}=200$ kW, se logró obtener una salida de trabajo de 12 kW y una eficiencia isentrópica del $\eta_{is} = 75.8\%$. Estos resultados son muy alentadores y motivan a continuar investigando el potencial del uso de los expansores volumétricos con vapor de agua a alto vacío como fluido de trabajo. Se continuará desarrollando y perfeccionando el modelo matemático para reducir el porcentaje de error y obtener resultados con un error inferior al 5%, como se ha visto en la literatura especializada sobre el uso de este modelo matemático.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

“En este capítulo se presentan las conclusiones generales de las tecnologías propuestas, basadas en los resultados obtenidos en los capítulos 4, 5 y 6. Se ofrecen recomendaciones para la operación del sistema trigenerativo, fundamentadas en los resultados de los estudios de sensibilidad y factibilidad realizados. Finalmente, se plantean ideas para mejorar la factibilidad técnica de la tecnología desarrollada en este proyecto, así como recomendación de estudios futuros en el desarrollo de expansores en operación con vapor de agua al alto vacío.”

7.1 Conclusiones

Después de realizar el estudio de factibilidad técnica del sistema propuesto en esta tesis, se logró innovar al desarrollar un sistema híbrido de desalinización MSF/MED AV a partir de un sistema de desalinización MED AV. Este sistema permite la producción simultánea de agua desalinizada, enfriamiento y generación eléctrica. Esta innovación incrementa la capacidad de competir con las tecnologías convencionales al reportar altas eficiencias en el desempeño operativo.

La transición de un sistema MED al AV hacia un sistema híbrido MSF/MED al AV se logró al considerar un calor de activación constante y la manipulación del flujo de alimentación hasta alcanzar las condiciones operativas del sistema híbrido. Bajo el caso de estudio propuesto, se logró un incremento en la capacidad de desalinización de 1.27 a 1.545 kg/s, y se observó una mejora en el desempeño operativo del sistema, con valores que pasaron de 15.67 a 19.06 en el PR y de 13.46 a 14.85 en el PR_{global} . Estos resultados hacen que el desarrollo de sistemas de desalinización que empleen dos o más tecnologías sea muy atractivo.

La capacidad de desalinización y generación eléctrica del sistema en modo de operación cogenerativa aumenta a medida que se añade más calor en el generador. Además, el incremento en la demanda eléctrica del sistema por el aumento en el vapor a condensar en el subsistema de extracción y adecuación de agua producto es menor que el incremento en la potencia eléctrica del expansor. Esto resulta en una reducción en la demanda eléctrica neta del sistema, lo que implica un autoabastecimiento eléctrico de hasta el 35.16%.

Se observó que el aumento en el trabajo del expansor es diez veces menor que el incremento en el calor de activación, independientemente de la condición de operación. Además, la reducción en la demanda eléctrica causada por el expansor no es significativa en comparación con la demanda eléctrica restante del sistema, en cualquiera de los modos de operación. Esto no favorece al desempeño operativo evaluado con los indicadores globales.

En operación trigenerativa, se logra una producción de enfriamiento de 665.07 kW hasta un máximo de 2320.3 kW, equivalente a 650 toneladas de enfriamiento con un desempeño operativo COP del 3.43. Además, se alcanza el máximo incremento en la capacidad de desalinización. No obstante, se presenta el mismo comportamiento que en el modo cogenerativo: los indicadores de desempeño en desalinización, tanto en producción única como en simultánea de los tres productos del sistema trigenerativo, tienden a disminuir a medida que se adiciona más calor en el generador, concluyendo que las mejores condiciones de desempeño se obtienen con menor calor de activación.

La producción simultánea de agua desalinizada y enfriamiento muestra una relación de beneficio mutuo. La operación del sistema sin generación eléctrica presenta la condición de diseño con mayor desempeño operativo, alcanzando un PR_{global} de 12.15 y un COP_{global} de 15.23 con un calor en el generador de 50 kW. Al adicionar más calor en el generador con la finalidad de favorecer la generación eléctrica, se reporta un PR_{global} de 4.87 y un COP_{global} de 7.92, dado un calor de activación de 350 kW. Esto indica que, al priorizar la generación eléctrica mediante la adición de más calor en el generador, se disminuye el desempeño del sistema en términos de desalinización y enfriamiento. Esta conclusión es aplicable tanto en modo trigenerativo como cogenerativo.

El subsistema de extracción y adecuación del agua producto, al emplear la salmuera como fluido de disipación (Configuración “C o DE”), provoca el desprendimiento de vapor de agua. La reinserción de este vapor desprendido dentro del ciclo de eyectocondensación desde donde provino aumenta la capacidad de desalinización y mejora el desempeño operativo del sistema, al mismo tiempo que permite elevar la concentración en la salmuera.

La configuración de doble eyectocondensación con fluido de disipación de salmuera y agua de mar mejora significativamente el desempeño de desalinización del sistema propuesto. Según el estudio de factibilidad técnica, en operación trigenerativa se logra un aumento promedio del 91.73% en la capacidad de agua desalinizada y en operación cogenerativa un incremento del

27.46%, todo esto sin necesidad de aumentar el calor añadido al generador. Lo anterior es debido principalmente al uso de la salmuera en estado de saturación para el enfriamiento del fluido motriz y la generación de vapor de agua de esta misma.

Los resultados del modelo matemático desarrollado en esta tesis para representar el comportamiento operativo del expansor muestran un error relativo promedio del 9.67% en comparación con los obtenidos por Aspen Plus. Para lograr una mayor precisión en los resultados, es necesario disponer de información operativa de trabajos que empleen la misma tecnología de expansión y fluido de trabajo bajo condiciones similares a las estudiadas en este proyecto. Esto permitirá robustecer el modelo y obtener resultados más precisos sobre el comportamiento futuro de un expansor que opere bajo estas características.

7.2 Recomendaciones

En relación a las propuestas tecnológicas planteadas en esta tesis, se propone los siguientes aspectos:

- Estudiar el sistema en poligeneración brindando los servicios de desalinización, enfriamiento, calefacción y generación eléctrica.
- Realizar un estudio del comportamiento operativo, tanto del expansor como del sistema en su conjunto, al descargar a diferentes presiones en los efectos de la sección MED.
- Realizar la ingeniería de detalle de la configuración de doble eyector, del subsistema de extracción y de agua producto. Esto incluye la construcción y dimensionamiento de eyectocondensadores, así como el análisis de los resultados obtenidos en el comportamiento operativo de estos componentes.
- Estudiar la viabilidad técnica de un proceso posterior del subsistema de dilución de salmuera, con el objetivo de cumplir con los estándares mundiales de cero descargas líquidas y explorar la posibilidad de extraer minerales valiosos.
- Realizar un estudio del comportamiento operativo del sistema propuesto en esta tesis. Este análisis se llevará a cabo bajo las condiciones operativas de un sistema de captación y almacenamiento termosolar, utilizado para la activación térmica del sistema propuesto.
- Realizar una revisión del estado de la técnica de los expansores que operen con fluidos el en condiciones de alto vacío.

REFERENCIAS

- Abdelkareem, M. A., Assad, M. E. H., Sayed, E. T., & Soudan, B. (2018). Recent progress in the use of renewable energy sources to power water desalination plants. *Desalination*, 435, 97-113. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.11.018>
- Abdulrahim, H. K., & Darwish, M. (2014). Thermal desalination and air conditioning using absorption cycle. *Desalination And Water Treatment*, 55(12), 3310-3329. <https://doi.org/10.1080/19443994.2014.939492>
- Aguilar-Jiménez, J., Velázquez, N., López-Zavala, R., Beltrán, R., Hernández-Callejo, L., González-Uribe, L., & Alonso-Gómez, V. (2020). Low-temperature multiple-effect desalination/organic Rankine cycle system with a novel integration for fresh water and electrical energy production. *Desalination*, 477, 114269. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114269>
- Alarcón-Padilla, D., García-Rodríguez, L., & Gálvez, J. B. (2010). Experimental assessment of connection of an absorption heat pump to a multi-effect distillation unit. *Desalination*, 250(2), 500-505. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2009.06.056>
- Alelyani, S. M., Fette, N. W., Stechel, E. B., Doron, P., & Phelan, P. E. (2017). Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination. *Energy Conversion And Management*, 143, 493-504. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.085>
- Al-Mutaz, I. S., & Wazeer, I. (2014a). Current status and future directions of MED-TVC desalination technology. *Desalination And Water Treatment*, 55(1), 1-9. <https://doi.org/10.1080/19443994.2014.910841>

- Al-Mutaz, I. S., & Wazeer, I. (2014b). Comparative performance evaluation of conventional multi-effect evaporation desalination processes. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 1194-1203. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.09.025>
- Aly, S. (1995). A study of a new thermal vapor compression/multi-effect stack (TVC/MES) low temperature distillation system. *Desalination*, 103(3), 257-263. [https://doi.org/10.1016/0011-9164\(95\)00078-x](https://doi.org/10.1016/0011-9164(95)00078-x)
- Azimibavil, S., & Jafarian, A. (2021). Heat transfer evaluation and economic characteristics of falling film brine concentrator in zero liquid discharge processes. *Journal Of Cleaner Production*, 285, 124892. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.124892>
- Baccioli, A., Antonelli, M., Desideri, U., & Grossi, A. (2018). Thermodynamic and economic analysis of the integration of Organic Rankine Cycle and Multi-Effect Distillation in waste-heat recovery applications. *Energy*, 161, 456-469. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.150>
- Bianchi, M., Branchini, L., Casari, N., De Pascale, A., Melino, F., Ottaviano, S., Pinelli, M., Spina, P. R., & Suman, A. (2019). Experimental analysis of a micro-ORC driven by piston expander for low-grade heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 148, 1278-1291. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.019>
- Brown, G. A. (1967). *Investigation of liquid-vapor interactions in a constant area condensing ejector*. <http://hdl.handle.net/1721.1/38345>
- Colarossi, M. F., Trask, N., Schmidt, D. P., & Bergander, M. J. (2012). Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow. *International Journal Of Refrigeration*, 35(2), 290-299. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.08.013>

- Cosgrove, W. J., & Loucks, D. P. (2015). Water management: Current and future challenges and research directions. *Water Resources Research*, 51(6), 4823-4839.
<https://doi.org/10.1002/2014wr016869>
- Daniel, G. A. J. (2023, 11 octubre). *Estudio, diseño e implementación de un sistema de seguimiento solar basado en ecuaciones para concentradores cilindro parabólico con eje norte-sur o este-oeste /*.
<https://repositorioinstitucional.uabc.mx/handle/20.500.12930/10600>
- Darwish, M., Abdulrahim, H. K., Mabrouk, A., & Hassan, A. S. (2015). Cogeneration Power-Desalting plants using gas turbine combined cycle. En *InTech eBooks*.
<https://doi.org/10.5772/60209>
- De Energía, S. (s. f.). *Balance nacional de energía*. gob.mx.
<https://www.gob.mx/sener/es/articulos/balance-nacional-de-energia-296106?idiom=es>
- De Gunzbourg, J., & Larger, D. (1999). Cogeneration applied to very high efficiency thermal seawater desalination plants. *Desalination*, 125(1-3), 203-208.
[https://doi.org/10.1016/s0011-9164\(99\)00139-3](https://doi.org/10.1016/s0011-9164(99)00139-3)
- Delyannis, E. (2003). Historic background of desalination and renewable energies. *Solar Energy*, 75(5), 357-366. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.08.002>
- Dincer, I. (2010, 1 diciembre). *Conversion of a scroll compressor to an expander for organic rankine cycle: modeling and analysis*. <https://hdl.handle.net/10155/142>
- Dong, J., Hu, Q., Yu, M., Han, Z., Cui, W., Liang, D., Ma, H., & Pan, X. (2020). Numerical investigation on the influence of mixing chamber length on steam ejector performance. *Applied Thermal Engineering*, 174, 115204.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115204>

- Dumont, O., Dickes, R., & Lemort, V. (2017). Extrapolability and limitations of a semi-empirical model for the simulation of volumetric expanders. *Energy Procedia*, 129, 315-322. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.198>
- Eames, I., Aphornratana, S., & Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal Of Refrigeration*, 18(6), 378-386. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)98160-m](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)98160-m)
- Eicker, U. (2003). *Solar Technologies for Buildings*. <https://doi.org/10.1002/0470868341>
- El-Dessouky, H., & Ettouney, H. (1999). Multiple-effect evaporation desalination systems. thermal analysis. *Desalination*, 125(1-3), 259-276. [https://doi.org/10.1016/s0011-9164\(99\)00147-2](https://doi.org/10.1016/s0011-9164(99)00147-2)
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., & Al-Juwayhel, F. (2000). Multiple effect Evaporation—Vapour compression desalination processes. *Chemical Engineering Research And Design*, 78(4), 662-676. <https://doi.org/10.1205/026387600527626>
- El-Dessouky, H. T., & Ettouney, H. M. (2002). *Fundamentals of Salt Water Desalination*. Elsevier Science Limited.
- García, S. I., García, R. F., Carril, J. C., & Garcia, D. I. (2018). A review of thermodynamic cycles used in low temperature recovery systems over the last two years. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 81, 760-767. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.049>
- García-Rodríguez, L., Palmero-Marrero, A. I., & Gómez-Camacho, C. (2002). Comparison of solar thermal technologies for applications in seawater desalination. *Desalination*, 142(2), 135-142. [https://doi.org/10.1016/s0011-9164\(01\)00432-5](https://doi.org/10.1016/s0011-9164(01)00432-5)
- Gasca, C. A. E. (2013). *Transición energética, energías renovables y energía solar de potencia*. Redalyc.org. <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=57030971010>

Global Warming of 1.5 <sup>oC —. (s. f.). Global Warming Of 1.5 <sup>oC.

Recuperado 29 de febrero de 2024, de <https://www.ipcc.ch/sr15/>

Gude, V. G., & Nirmalakhandan, N. (2008). Combined desalination and solar-assisted air-conditioning system. *Energy Conversion And Management*, 49(11), 3326-3330.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.03.030>

Huang, B., Chang, J. R., Wang, C., & Petrenko, V. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal Of Refrigeration*, 22(5), 354-364.

[https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(99)00004-3)

Jalihal, P., & Venkatesan, R. (2019). Advanced desalination technologies. En *Elsevier eBooks* (pp. 93-131). <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-816170-8.00004-1>

Kalogirou, S. (2009). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Academic Press.

Keenan, J. H., Neumann, E. P., & Lustwerk, F. (1950). An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. *Journal Of Applied Mechanics*, 17(3), 299-309.

<https://doi.org/10.1115/1.4010131>

Kuś, T., & Madejski, P. (2023). Analysis of the multiphase flow with condensation in the two-phase ejector condenser using CFD modeling. *Journal Of Energy Resources Technology-transactions Of The Asme*, 1-48. <https://doi.org/10.1115/1.4064195>

Lemort, V., & Legros, A. (2017). Positive displacement expanders for organic rankine cycle systems. En *Elsevier eBooks* (pp. 361-396). <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100510-1.00012-0>

Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., & Lebrun, J. (2009). Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 3094-3102. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013>

- Liu, F., & Groll, E. A. (2013). Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering*, 52(2), 360-370.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.001>
- López-Zavala, R., Velázquez, N., González-Uribe, L., Aguilar-Jiménez, J., Alvarez-Mancilla, J., Acuña, A., & Islas, S. (2019). A novel LiBr/H₂O absorption cooling and desalination system with three pressure levels. *International Journal Of Refrigeration*, 99, 469-478.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.003>
- López-Zavala, R., Velázquez, N., González-Uribe, L., Quezada-Espinoza, K., Aguilar-Jiménez, J., Islas, S., Nakasima-López, M. O., & González, E. L. (2019). Absorption cooling and desalination system with a novel internal energetic and mass integration that increases capacity and efficiency. *Desalination*, 471, 114144.
<https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114144>
- López-Zavala, R., Velázquez, N., Ojeda-BeníTéz, S., Nakasima-López, M. O., Lara, F., Aguilar-Jiménez, J., Santillán-Soto, N., & Islas, S. (2023). Novel desalination system that uses product water to generate cooling through a barometric ejector-condenser. *Energy*, 276, 127536. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127536>
- Macchi, E. (2016). *Organic Rankine Cycle (ORC) power systems: Technologies and Applications*. Woodhead Publishing.
- Moradi, R., & Cioccolanti, L. (2024). Modelling Approaches of micro and small-scale organic rankine cycle Systems: A Critical review. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121505.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121505>
- Myers, D. R. (2017). *Solar radiation: Practical Modeling for Renewable Energy Applications*. CRC Press.

- Ouzzane, M., & Aidoun, Z. (2003). Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design. *Applied Thermal Engineering*, 23(18), 2337-2351.
[https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(03\)00208-4](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(03)00208-4)
- Part load study of Twin-Screw expander for Ultra-Low grade thermal energy conversion using organic rankine cycle - ProQuest.* (s. f.).
<https://www.proquest.com/openview/17dfa9596a73d289a85b9c0dc312a71d/1?cbl=18750&pq-origsite=gscholar&parentSessionId=xPQb8MSD%2BpF1uvFSNLJ51mPBXgIU%2BrDk9t8xu5s%2FGPk%3D>
- Pounds, D. A., Dong, J., Cheng, P., & Ma, H. (2013). Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system. *International Journal Of Thermal Sciences*, 67, 200-209. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.11.001>
- Rashad, M. I., Faiad, H. A., Ghonim, A. T., Ahmed, S., & Farahat, M. (2023). Single-stage freezing desalination study with slurry pressing piston and enhanced vacuum for brine extraction. *Desalination*, 566, 116947. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116947>
- Rashid, A., Ayhan, T., & Abbas, A. (2016). Natural vacuum distillation for seawater desalination – A review. *Desalination And Water Treatment*, 57(56), 26943-26953.
<https://doi.org/10.1080/19443994.2016.1172264>
- Rayan, M. M. A., & Djebedjian, B. (2014). Advances in Desalination Technologies: Solar Desalination. En *The handbook of environmental chemistry* (pp. 181-211).
https://doi.org/10.1007/978-3-319-06563-2_7

- Ríos-Arriola, J., Velázquez, N., Aguilar-Jiménez, J., Dévora-Isiordia, G. E., La Torre, C. A. C., Corona-Sánchez, J. A., & Islas, S. (2022). State of the Art of Desalination in Mexico. *Energies*, 15(22), 8434. <https://doi.org/10.3390/en15228434>
- Rogdakis, E., & Alexis, G. (2000). Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 20(2), 213-226. [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(99\)00013-7](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(99)00013-7)
- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., & Sriveerakul, T. (2011). Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance. *Experimental Thermal And Fluid Science*, 35(4), 676-683. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.001>
- Sağ, N. B., Ersoy, H. K., & Hepbaşlı, A. (2017). An experimental investigation on exergy analysis of an ejector expansion refrigeration system. *International Journal Of Exergy*, 24(2/3/4), 201. <https://doi.org/10.1504/ijex.2017.087654>
- Saren, S., Mitra, S., Miyazaki, T., Ng, K. C., & Thu, K. (2022). A novel hybrid adsorption heat transformer – multi-effect distillation (AHT-MED) system for improved performance and waste heat upgrade. *Applied Energy*, 305, 117744. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117744>
- Shahzad, M. W., Ng, K. C., Thu, K., Saha, B. B., & Chun, W. (2014). Multi effect desalination and adsorption desalination (MEDAD): A hybrid desalination method. *Applied Thermal Engineering*, 72(2), 289-297. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.064>
- Shahzad, M. W., Thu, K., Ng, K. C., & Chun, W. (2015). Recent development in thermally activated desalination methods: achieving an energy efficiency less than 2.5 kWhelec/m3.

- Desalination And Water Treatment*, 57(16), 7396-7405.
<https://doi.org/10.1080/19443994.2015.1035499>
- Sun, D., & Eames, I. (1995). 95/05126 Recent developments in the design theories and applications of ejectors - a review. *Fuel And Energy Abstracts*, 36(5), 361.
[https://doi.org/10.1016/0140-6701\(95\)96874-c](https://doi.org/10.1016/0140-6701(95)96874-c)
- Thu, K., Kim, Y. D., Amy, G. L., Chun, W., & Ng, K. C. (2013). A hybrid multi-effect distillation and adsorption cycle. *Applied Energy*, 104, 810-821.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.007>
- Usón, A. A., & Bribián, I. Z. (2010). *Energía solar térmica (Serie Energías renovables)*. Prensas de la Universidad de Zaragoza.
- Wang, N., Bhushan, S., Cho, H., & Li, L. (2022). Modeling of vapor-liquid interactions in condensing ejectors. *Applied Thermal Engineering*, 206, 118111.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118111>
- Winandy, E., O, C. S., & Lebrun, J. (2002). Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, 22(2), 107-120.
[https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(01\)00083-7](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(01)00083-7)
- Xue, Y., Du, X., Ge, Z., & Yang, L. (2018). Study on multi-effect distillation of seawater with low-grade heat utilization of thermal power generating unit. *Applied Thermal Engineering*, 141, 589-599. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.129>
- Yadav, S. K., Pandey, K. M., & Gupta, R. (2021). Recent advances on principles of working of ejectors: A review. *Materials Today: Proceedings*, 45, 6298-6305.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.736>

Żywica, G., Kaczmarczyk, T. Z., & Ihnatowicz, E. (2016). A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects. *Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part A: Journal Of Power And Energy*, 230(7), 669-684. <https://doi.org/10.1177/0957650916661465>

aprecia que a medida que la temperatura del fluido motriz aumenta, tanto la calidad del fluido motriz como el vapor flasheado tienden a incrementarse de manera similar.

Esto se debe a que, al pasar el fluido motriz por la boquilla motriz (convergente-divergente), se produce una caída súbita de presión que baja por debajo de la presión del fluido secundario, creando una zona de baja presión que succiona al fluido secundario.

Por lo tanto, la presión a la que cae en la válvula de expansión es de 0.79 kPa y temperatura de saturación de 3.58°C. Esto significa que, a menor temperatura del fluido motriz, este se aproxima más a la temperatura de saturación a la salida de la boquilla motriz, lo que coloca al fluido motriz más cerca de la campana de saturación y reduciendo el porcentaje de calidad a la salida de la boquilla motriz y, por ende, una disminución en la generación de vapor flasheo.

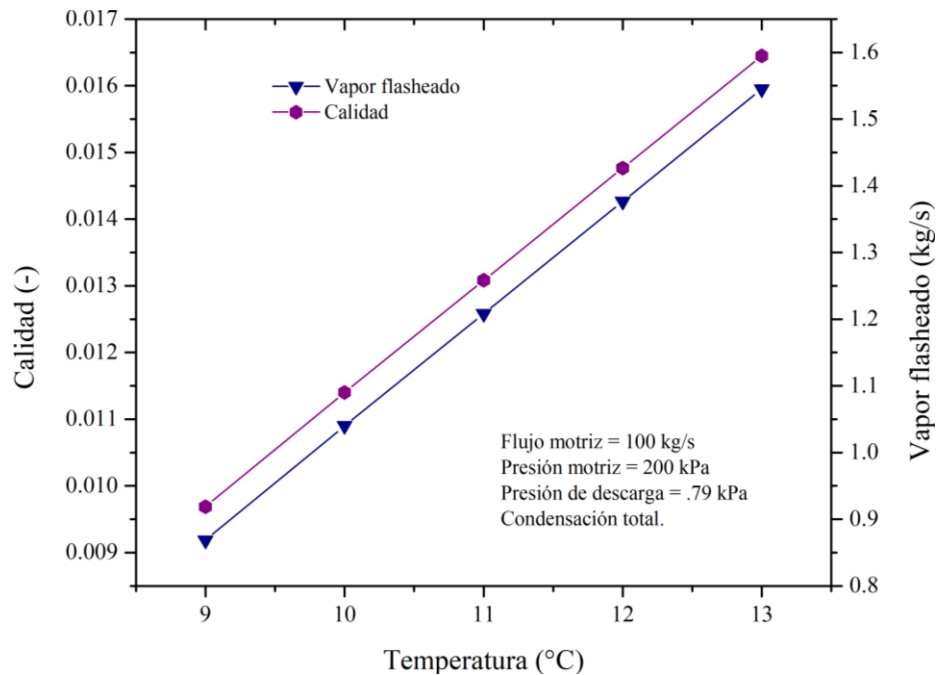


Fig. A.2. Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheo; para diferentes temperaturas del fluido motriz

La siguiente variable interna a estudiar es la variación de la presión motriz entre 200 a 600 kPa y su efecto en la calidad del fluido motriz a la salida de la boquilla motriz, así como en el flujo másico de vapor flasheado, como se muestra en la **Fig. A.3**.

A medida que aumentamos la presión en el fluido motriz, podemos notar que tanto la calidad del fluido motriz como la cantidad de vapor flasheado tienden a incrementarse de manera similar, aunque este aumento no es particularmente significativo. Este comportamiento se debe a la naturaleza incompresible del fluido motriz; es decir, que un aumento en la presión no se traduce en un incremento considerable de la temperatura del fluido. En este sentido, la caída súbita de presión que ocurre en la válvula de expansión coloca al fluido motriz en una posición constante en la campana de saturación, independientemente de las variaciones en la presión.

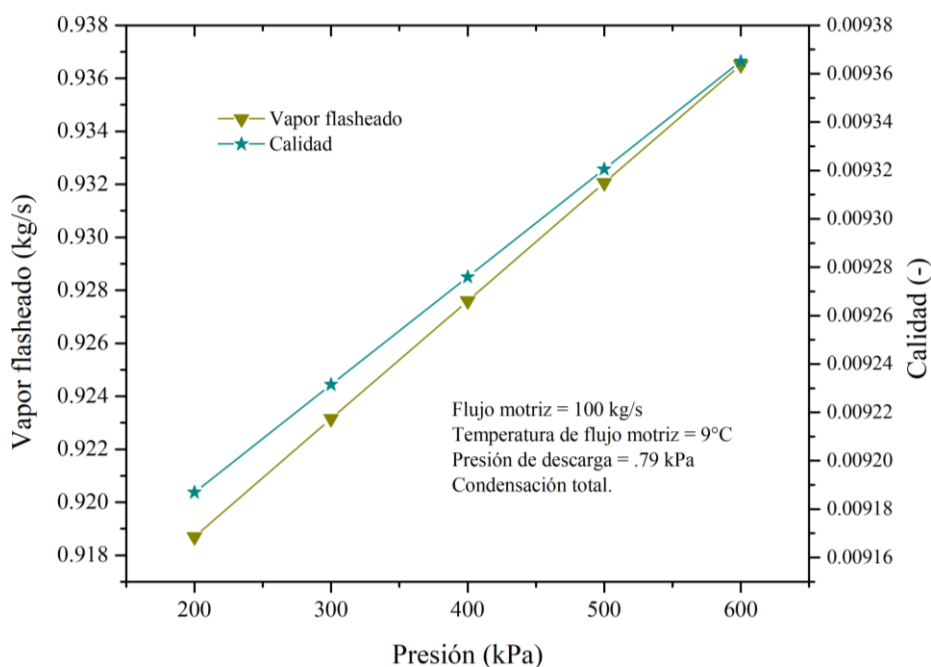


Fig. A.3.- Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheado; para diferentes presiones de entrada del fluido motriz

Finalmente, en la **Fig. A.4** se presenta el estudio acerca de la influencia de la variable interna del fluido motriz en un rango de 100 a 500 su efecto en la calidad al atravesar la boquilla motriz y en la cantidad de vapor generado por el flasheado, el cual se dirigirá a la condensación dentro del eyectocondensador donde se produce esta generación de vapor flasheado. Se observa que la calidad del fluido motriz a la salida de la boquilla motriz se mantiene constante debido a que las propiedades de presión y temperatura se mantienen fijas, situando así al fluido motriz en la misma posición dentro de la campana de saturación.

Por otro lado, se observa que la cantidad de vapor flasheado aumenta a medida que se incrementa el flujo de fluido motriz. Esto se debe a que el vapor flasheado es producto de la combinación de la calidad y el flujo másico de vapor, por lo que, al mantenerse constante la calidad, el aumento en el flujo de fluido motriz genera una mayor generación de vapor flasheado.

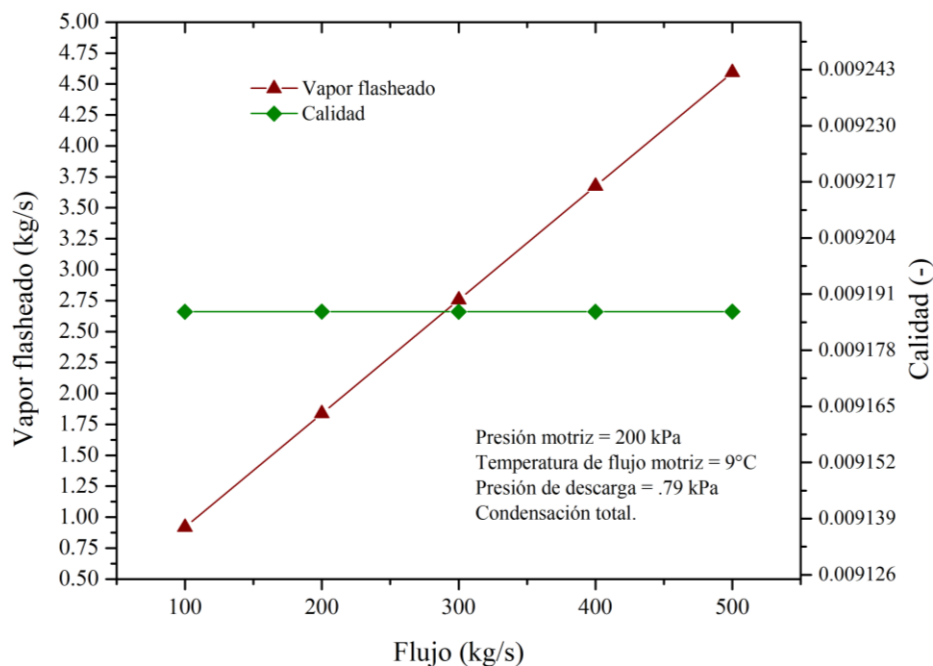


Fig. A.4.- Calidad del fluido motriz y vapor generado por flasheo; para diferentes flujos del fluido motriz

Se concluye que la variación de la temperatura del fluido motriz es la variable interna que más influye en el aumento de la calidad del fluido motriz en la salida de la boquilla motriz. Esto indica que, bajo diferentes procesos de eyectocondensación, operar a una temperatura por encima de la temperatura de saturación definida por la boquilla motriz conlleva a un aumento en la calidad y, por consiguiente, en la cantidad de vapor flasheado generado por la expansión súbita.

A.2 Estudio del comportamiento operativo del eyectocondensador en respuesta a cambios en la temperatura, presión y flujo del fluido motriz, así como en la presión de descarga.

Las propiedades de estado del fluido motriz, como se observó en la **Sección A.1**, tienen un claro efecto en el desempeño del proceso de eyectocondensación. Esto indica que cualquier cambio en estas propiedades conlleva a una variación en la calidad del fluido a la salida de la boquilla motriz, así como a una mayor o menor condensación del vapor generado en este mismo proceso. Por lo tanto, se presenta el siguiente estudio bajo diferentes temperaturas del fluido motriz, en un rango de 9 a 21 °C, que representa las temperaturas alcanzables en las configuraciones propuestas para el subsistema de eyectocondensación y su influencia en las variables internas de presión motriz, presión de descarga y flujo motriz. También se lleva a cabo un estudio sobre la cantidad de exergía destruida con el objetivo de evaluar el desempeño del eyectocondensador según la segunda ley de la termodinámica.

Se analizaron las siguientes variables internas del proceso de eyectocondensación al operar a diferentes temperaturas de fluido motriz, como se muestra en las **Fig. A.5** y **Fig. A.6**. Las variables fueron: la presión de descarga es la presión en la salida del eyectocondensador (difusor), la presión motriz del fluido entrante y el flujo del fluido motriz.

En la **Fig. A.5** se observa que, el aumento en la presión motriz no produce un cambio significativo en la presión de descarga, ya que el fluido motriz se considera incompresible. Esto significa que, al aumentar la presión, las propiedades del fluido como la temperatura o la entalpía no varían, lo que resulta en la generación de la misma cantidad de vapor flasheado en la boquilla motriz de acuerdo a la temperatura del fluido motriz que opere el eyector. Operar a una mayor temperatura del fluido motriz indica un incremento en la presión de descarga. Esto se debe a que la calidad del flujo motriz es mayor, lo que implica que el fluido se introduzca más adentro de la campana de saturación. Como resultado, se requiere un aumento progresivo en la presión de descarga del difusor para llevar a estado líquido la mezcla bifásica del eyectocondensador.

Asimismo, se observa un aumento en el flujo del fluido motriz a medida que su temperatura alcanza los 21°C, como se muestra en la **Fig. A.6**. Este incremento como se mencionó en el párrafo anterior, se debe a que la calidad del flujo motriz es mayor, lo que significa que el fluido se adentra

más en la campana de saturación y generación de una mayor cantidad de vapor flasheado. Lo que implica el uno del incremento en el flujo motriz con la finalidad de contra restar dicho efecto.

Por otro lado, se observa en ambas figuras que la exergía destruida incrementa a medida que se aumenta la presión en el fluido motriz, como es de esperarse al agregar mayor trabajo en el sistema de bombeo y la presión del fluido motriz se aleja de la presión del estado de referencia de 25°C a 1 atm.

Se concluye que operar con el fluido motriz a una temperatura más baja resulta en una menor destrucción de exergía, lo que se traduce en un mejor desempeño exergético del eyectocondensador. Además, a menor temperatura del fluido motriz conlleva a un dimensionamiento de menor tamaño del difusor, ya que se requiere una menor presión de descarga para lograr la condensación total.

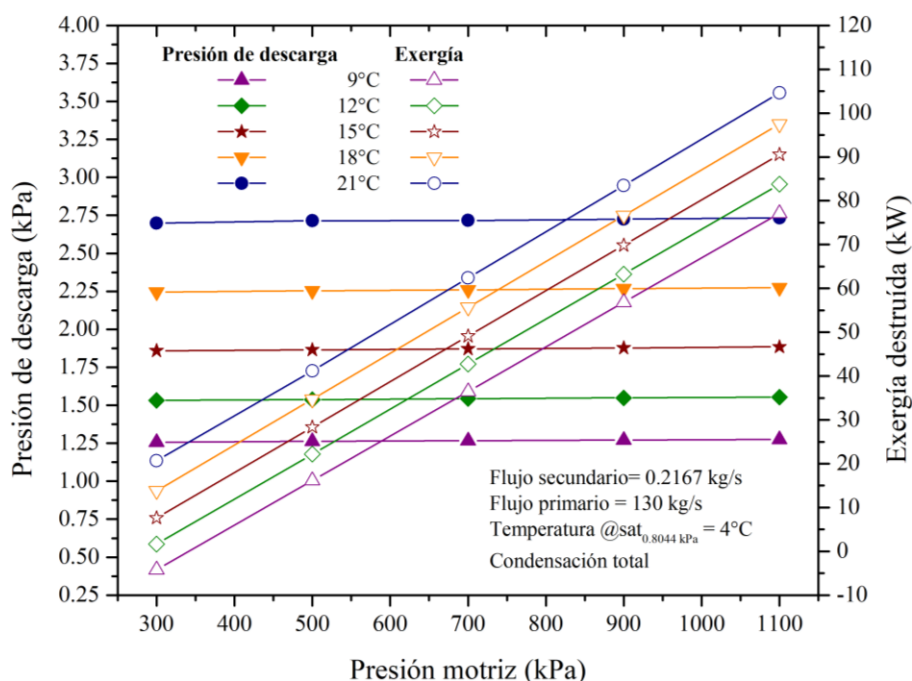


Fig. A.5.- Presión de descarga y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes presiones del fluido motriz.

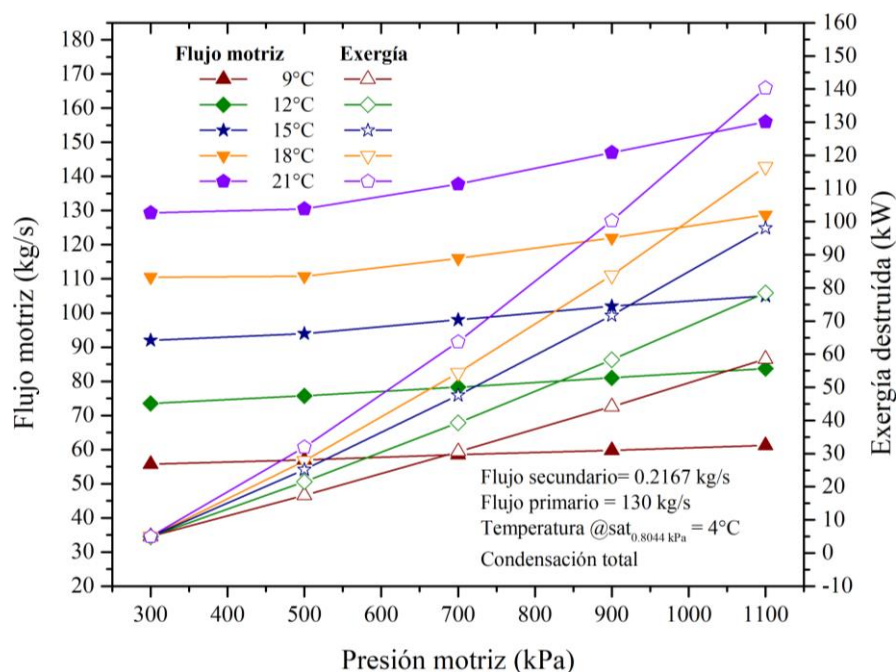


Fig. A.6.- Flujo motriz y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes presiones del fluido motriz.

En la **Fig. A.7** se muestran la variable interna de presión de descarga y su respuesta ante la variación del flujo motriz. Se puede notar que, a medida que aumenta el flujo motriz, la presión de descarga necesaria para la condensación disminuye ligeramente, pero por otra parte se ve un aumento en la destrucción exergética.

La presión de descarga aumenta a medida que la temperatura del fluido motriz se acerca a los 21°C, debido al mayor cantidad de vapor generado por el flasheo en la boquilla motriz. No obstante, al incrementar el flujo motriz, la presión de descarga necesaria para lograr la condensación total refleja una ligera reducción.

Esto ocurre porque al condensar el vapor generado por flasheo en la boquilla motriz y el vapor frío del fluido secundario, se produce un aumento en la temperatura de la mezcla de las corrientes de los fluidos primario y secundario. Dado que la mezcla absorbe el calor latente de condensación de ambos vapores, al aumentar el flujo motriz, el calor latente de condensación no incrementa la temperatura significativamente de la mezcla al ser una mayor cantidad de masa. Esto implica que

no aumente la calidad de la mezcla, lo que a su vez indica un menor incremento en la presión de descarga para lograr llevar la mezcla a un estado líquido.

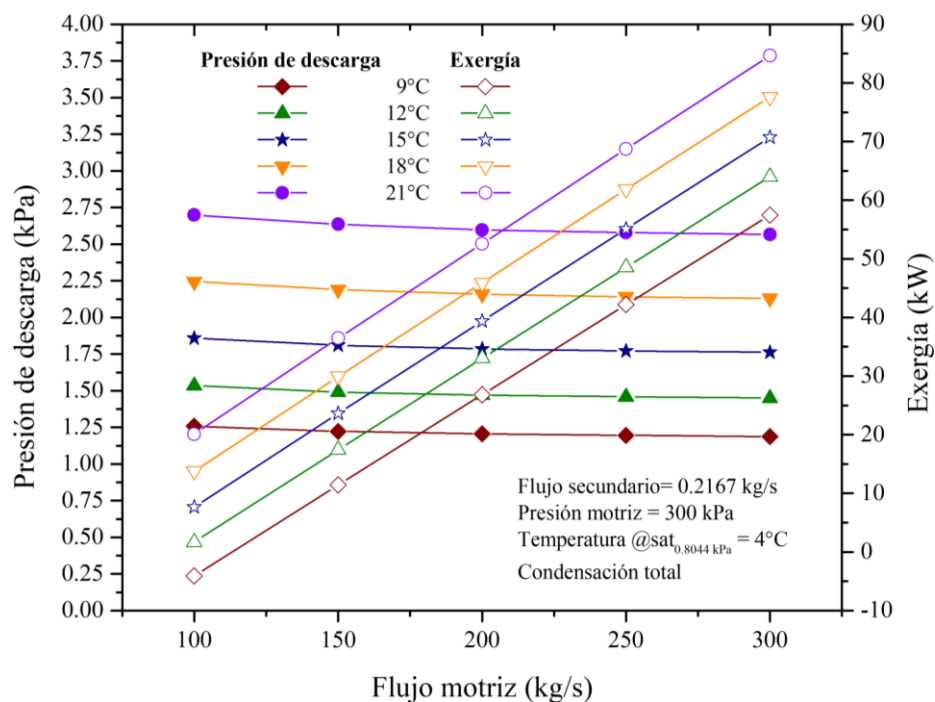


Fig. A.7.- Presión de descarga y Exergía destruida en el proceso de eyectocondensación; para diferentes flujos del fluido motriz.

B.1 Estudio de comparativo del comportamiento operativo del sistema trigenerativo con diferentes presiones de descarga del expansor.

Tabla B.1.- Comparativa cogenerativa (Efecto 9-Efecto14).

<i>Parámetros:</i>	<i>Efecto 9</i>	<i>Efecto 14</i>	<i>Δ 9 – 14 (%)</i>
Flujo de alimentación:	1.435 kg/s	1.435 kg/s	-
Calor de activación:	250 - 375 kW	250 - 375 kW	-
Agua producto:	1.282 - 1.291 kg/s	1.189 - 1.2202 kg/s	5.48%
Concentración:	329,108 - 350,486 ppm	198,402 - 233,850 ppm	-
Demanda eléctrica:	52.174 - 53.248 kW	62.223 - 70.322 kW	32.06%
Potencia eléctrica:	19.416 - 31.383 kW	32.28 - 52.173 kW	39.84%
Potencia neta:	33.831 - 21.175 kW	29.953 - 18.15 kW	14.28%
Cobertura eléctrica:	36.4 - 59.7 %	51.86 - 74.19 %	24.27%
Consumo eléctrico específico:	7.33 - 4.55 kWh/m ³	7.04 - 4.13 kWh/m ³	9.23%
Consumo térmico específico:	54.15 - 80.64 kWh/m ³	58.76 - 85.37 kWh/m ³	5.86%
Consumo específico total:	61.8 - 85.19 kWh/m ³	65.8 - 89.5 kWh/m ³	5.06%
GOR:	11.93 - 8.01	10.99 - 7.56	7.88%
GOR global:	10.51 - 7.583	9.81 - 7.22	6.66%
Tasa de recuperación:	89.3 - 90.01 %	82.35 - 85.03 %	5.53%

Tabla B.2.- Comparativa trigenerativa (Efecto 9-Efecto14).

<i>Parámetros:</i>	<i>Efecto 9</i>	<i>Efecto 14</i>	<i>Δ 9 – 14 (%)</i>
Flujo de alimentación:	1.435 kg/s	1.435 kg/s	-
Calor de activación:	200 - 350 kW	200 - 350 kW	-
Agua producto:	1.289 - 1.293 kg/s	1.257 - 1.265 kg/s	-
Concentración:	344,548 - 354,237 ppm	282,619 - 295,792 ppm	16.49%
Consumo eléctrico:	144.756 - 71.35 kW	113.301 - 121.302 kW	-
Potencia eléctrica:	14.626 - 28.993 kW	24.315 - 48.175 kW	66.16%
Potencia neta:	130.129 - 42.357 kW	88.985 - 73.127 kW	-
Cobertura eléctrica:	10.1 - 40.63 %	21.46 - 39.71 %	2.26%
Consumo eléctrico específico:	27.95 - 9.13 kWh/m ³	19.66 - 16.06 kWh/m ³	8.29%
Consumo térmico específico:	42.96 - 75.41 kWh/m ³	44.19 - 76.84 kWh/m ³	2.86%
Consumo específico total:	70.91 - 84.54 kWh/m ³	63.85 - 92.9 kWh/m ³	9.95%
GOR:	15.04 - 8.56	14.62 - 8.4	2.79%
GOR global:	9.11 - 7.64	10.11 - 6.95	10.97%
Tasa de recuperación:	89.3 - 90.01 %	82.35 - 85.03 %	7.07%
Enfriamiento	1178 - 244 kW	650 - 662 kW	44.82%
COP:	3.56 - .62	2.24 - 1.55	36.79%
COP global:	12.68 - 8.26	12.36 - 8.55	2.52%

C.1 MODELO MATEMÁTICO en EES

1.- Suministro de caída de presión

$$h_{su} = h(R123, T = T_{in}, P = P_{in})$$

$$s_{su} = s(R123, T = T_{in}, P = P_{in})$$

$$v_{su} = v(R123, T = T_{in}, P = P_{in})$$

$$s_{su} = s_{su1}$$

$$\rho_{in} = \rho(R123, T = T_{in}, P = P_{in})$$

$$T_{su1} = T(R123, P = P_{su1}, s = s_{su1})$$

$$c = 128.73 \cdot \eta_v^4 - 408 \cdot \eta_v^3 + 511.8 \cdot \eta_v^2 - 320 \cdot \eta_v + 102.32$$

$$DP_{su} = 0.014258 \cdot \rho_{in} \cdot \frac{c^2}{2}$$

$$P_{su1} = P_{in} - DP_{su}$$

$$h_{su1} = h(R123, s = s_{su1}, P = P_{su1})$$

$$v_{su1} = v(R123, s = s_{su1}, P = P_{su1})$$

2.- Entrada y salida de transferencia de calor

$$cp_2 = Cp(R123, T = T_{su1}, P = P_{su1})$$

$$Q_{su} = \left(1 - 2.718 \left[\frac{-1 \cdot AU_{su}}{M_{flujo} \cdot cp_2} \right]\right) \cdot M_{flujo} \cdot cp_2 \cdot (T_{su1} - T_w)$$

$$Q_{su} = M_{flujo} \cdot (h_{su1} - h_{su2})$$

$$AU_{su} = AU_{sun} \cdot \left[\frac{M_{flujo}}{M_n} \right]^{0.8}$$

3.- Fuga interna

$$P_{su1} = P_{su2}$$

$$T_{su2} = T(R123, P = P_{su2}, h = h_{su2})$$

$$cp_3 = Cp(R123, T = T_{su2}, P = P_{su2})$$

$$cv_3 = Cv(R123, T = T_{su2}, P = P_{su2})$$

$$G = \frac{cp_3}{cv_3}$$

$$T_{critfuga} = T_{su2} \cdot \left[\frac{2}{G + 1} \right]$$

$$P_{critfuga} = P_{su2} \cdot \left[\left[\frac{2}{G + 1} \right] \left[\frac{G}{G - 1} \right] \right]$$

$$v_{fuga} = v(R123, T = T_{critfuga}, P = P_{critfuga})$$

$$h_{critfuga} = h(R123, T = T_{critfuga}, P = P_{critfuga})$$

$$v_{su2} = v(R123, P = P_{su2}, h = h_{su2})$$

$$M_{in} = \frac{\frac{N_{rev}}{v_{su2}} \cdot v_{sw}}{60}$$

$$M_{fuga} = \frac{A_{fuga}}{v_{fuga}} \cdot \sqrt{2 \cdot (h_{su2} - h_{critfuga})}$$

$$M_{flujo2} = M_{in} + M_{fuga}$$

4.- Expansión interna

$$s_{su2} = s(Water, h = h_{su2}, P = P_{su2})$$

$$s_{su2} = s_{ad}$$

$$R_{vin} \cdot v_{su2} = v_{ad}$$

$$P_{ad} = P(Water, s = s_{ad}, v = v_{ad})$$

$$v_{ad} = v_{ex2}$$

$$h_{ad} = h(Water, s = s_{ad}, v = v_{ad})$$

$$V_{semp} = M_{in} \cdot v_{su2}$$

$$W_{in} = M_{flujo2} \cdot (h_{su2} - h_{ad} + v_{ad} \cdot (P_{ad} - P_{ex2}))$$

$$W_{in} = M_{flujo2} \cdot (h_{su2} - h_{ex2})$$

$$W_{in2} = M_{in} \cdot (h_{su2} - h_{ad} + v_{ad} \cdot (P_{ad} - P_{ex2}))$$

$$T_{ex2} = T(Water, P = P_{ex2}, h = h_{ex2})$$

5.- Potencia de pérdida y de eje

$$W_{\text{perd}} = \frac{2 \cdot 3.1416 \cdot \frac{N_{\text{rev}}}{60} \cdot T_{\text{loss}}}{1000}$$

$$W_{\text{eje}} = W_{\text{in}} - W_{\text{perd}}$$

6.- Mezclado externo

$$h_{\text{ex2}} = h(R123, v = v_{\text{ex2}}, P = P_{\text{ex2}})$$

$$M_{\text{in}} \cdot h_{\text{ex2}} + M_{\text{fuga}} \cdot h_{\text{critfuga}} = (M_{\text{in}} + M_{\text{fuga}}) \cdot h_{\text{ex1}}$$

7.- Transferencia de calor al ambiente

$$Q_{\text{amb}} = AU_{\text{amb}} \cdot (T_w - T_{\text{amb}})$$

8.- Pérdidas mecánicas

$$W_{\text{perd}} - Q_{\text{ex}} + Q_{\text{su}} - Q_{\text{amb}} = 0$$

9.- Transferencia de calor a la salida

$$P_{\text{ex2}} = P_{\text{ex1}}$$

$$P_{\text{ex1}} = P_{\text{ex'}}$$

$$cp_4 = Cp(R123, T = T_{\text{ex1}}, P = P_{\text{ex1}})$$

$$AU_{\text{ex}} = AU_{\text{exn}} \cdot \left[\frac{M_{\text{flujio}}}{M_n} \right]^{0.8}$$

$$Q_{\text{ex}} = \left(1 - 2.718 \left[\frac{-1 \cdot AU_{\text{ex}}}{M_{\text{flujio2}} \cdot cp_4} \right] \right) \cdot M_{\text{flujio}} \cdot cp_4 \cdot (T_{\text{ex1}} - T_w)$$

$$Q_{\text{ex}} = M_{\text{flujio}} \cdot cp_4 \cdot (h_{\text{ex'}} - h_{\text{ex1}})$$

$$T_{\text{ex'}} = T(R123, P = P_{\text{ex'}}, h = h_{\text{ex'}})$$

$$s_{\text{ex'}} = s(R123, T = T_{\text{ex'}}, P = P_{\text{ex'}})$$

$$s_{\text{ex'}} = s_{\text{ex}}$$

10.- Caída de presión en la salida

$$\rho_{\text{ex}} = \rho(R123, T = T_{\text{ex'}}, P = P_{\text{ex'}})$$

$$c_2 = 81.28 \cdot \eta_{v2}^4 - 265.75 \cdot \eta_{v2}^3 + 356.36 \cdot \eta_{v2}^2 - 252.57 \cdot \eta_{v2} + 99.21$$

$$DP_{\text{ex'}} = 0.009272 \cdot \rho_{\text{ex}} \cdot \frac{c_2^2}{2}$$

$$P_{\text{ex}} = P_{\text{ex'}} - DP_{\text{ex'}}$$

$$h_{\text{ex}} = h(R123, s = s_{\text{ex}}, P = P_{\text{ex}})$$

$$T_{\text{ex}} = T(R123, P = P_{\text{ex}}, s = s_{\text{ex}})$$

11.- Eficiencia isentrópica y factor de llenado (filling factor)

$$\eta_{is} = \frac{W_{eje}}{M_{flujos} \cdot (h_{su} - h_{ex'})}$$

$$FF = \frac{M_{in} \cdot V_{su}}{M_{flujos} \cdot V_{su}}$$

A2. MODELO MATEMÁTICO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EES

Transferencia de calor	Conductividad expansor	Prandtl fluido	Densidad fluido
Propiedades y valores fijos			
$D_{eint} = 0.5$	$k_{sucexp} = 15$	$Pr_{suc} = 1.022$	$\rho_{suc} = 0.1829$
$D_{eext} = 0.509$	$k_{desexp} = 15$	$Pr_{des} = 1.021$	$\rho_{des} = 0.0278$
$D_{oint} = 0.4$	$k_{carcasaexp} = 15$	$Pr_{carcasa} = 0.7073$	$\rho_{carcasa} = 1.184$
$D_{oext} = 0.409$	Conductividad fluido	Viscosidad fluido	
$D_{carcasa} = 0.842$	$k_{sucflu} = 0.0217$	$\mu_{suc} = 0.00001119$	
$L_{succ} = 0.75$	$k_{desflu} = 0.0186$	$\mu_{des} = 0.00000996$	
$L_{des} = 0.73$	$k_{carcasaair} = 0.02625$	$\mu_{carcasa} = 0.00001845$	
$L_{carcasa} = 0.0017$			
$V_e = 5.04$			
Área	Expansor resistencia pared		
$Area_{suoint} = 3.1416 \cdot D_{eint} \cdot L_{succ}$	$ln_{succ} = \ln \left[\frac{D_{eext}}{D_{eint}} \right]$		
$Area_{suooext} = 3.1416 \cdot D_{eext} \cdot L_{succ}$	$R_{suoo pared} = \frac{ln_{succ}}{2} \cdot 3.1416 \cdot k_{sucexp} \cdot L_{succ}$		
$Area_{desint} = 3.1416 \cdot D_{oint} \cdot L_{des}$	$ln_{des} = \ln \left[\frac{D_{oext}}{D_{oint}} \right]$		
$Area_{desext} = 3.1416 \cdot D_{oext} \cdot L_{des}$	$R_{despared} = \frac{ln_{des}}{2} \cdot 3.1416 \cdot k_{desexp} \cdot L_{des}$		
$Area_{carcasa} = 3.1416 \cdot D_{carcasa} \cdot L_{carcasa}$			
$Area_{succ} = 3.1416 \cdot \left[\frac{D_{eint}}{2} \right]^2$			

Fluido agua

1.- Reynolds entrada y salida

$$Re_{ent} = \frac{D_{int} \cdot V_e \cdot \rho_{suc}}{\mu_{suc}}$$

$$Re_{sal} = \frac{D_{ext} \cdot V_e \cdot \rho_{des}}{\mu_{des}}$$

2.- Nussle entrada y salida

$$Nus_{entflu} = 0.023 \cdot Re_{ent}^{0.8} \cdot Pr_{suc}^{0.4} \quad H_{entflu} = \frac{k_{sucflu}}{L_{suc}} \cdot Nus_{entflu}$$

$$Nus_{desflu} = 0.023 \cdot Re_{sal}^{0.8} \cdot Pr_{des}^{0.4} \quad H_{desflu} = \frac{k_{desflu}}{L_{des}} \cdot Nus_{desflu}$$

3.- H entrada y salida fluido

Fluido aire

$$L_c = D_{carcasa}$$

$$T_{amb} = 25$$

$$T_{sent} = 68$$

$$T_{ssal} = 28.41$$

$$T_{fent} = \frac{T_{amb} + T_{sent}}{2}$$

$$B_{ent} = \frac{1}{T_{fent} + 273}$$

$$T_{fsal} = \frac{T_{amb} + T_{ssal}}{2}$$

$$B_{sal} = \frac{1}{T_{fsal} + 273}$$

1.- Grashof number

$$Gr_{Lent} = \frac{9.81 \cdot B_{ent} \cdot (T_{sent} - T_{amb}) \cdot L_c^3}{\mu_{carcasa}}$$

$$Gr_{Lsal} = \frac{9.81 \cdot B_{sal} \cdot (T_{ssal} - T_{amb}) \cdot L_c^3}{\mu_{carcasa}}$$

2.- Rayleigh number

$$Ra_{ent} = Gr_{Lent} \cdot Pr_{carcasa}$$

$$Ra_{sal} = Gr_{Lsal} \cdot Pr_{carcasa}$$

3.- Nussle

$$Nus_{aireent} = \left[0.6 + 0.387 \cdot \frac{Ra_{ent}^{(1/6)}}{\left[1 + \left[\frac{0.559}{Pr_{carcasa}} \right]^{(9/16)} \right]^{(8/27)}} \right]^2$$

$$Nus_{airesal} = \left[0.6 + 0.387 \cdot \frac{Ra_{sal}^{(1/6)}}{\left[1 + \left[\frac{0.559}{Pr_{carcasa}} \right]^{(9/16)} \right]^{(8/27)}} \right]^2$$

4.- H aire

$$H_{aireent} = \frac{k_{carcasaair}}{D_{carcasa}} \cdot Nus_{aireent}$$

$$H_{airesal} = \frac{k_{carcasaair}}{D_{carcasa}} \cdot Nus_{airesal}$$

Resistencias

$$R_{tot_{succ}} = \frac{1}{H_{entflu}} \cdot Area_{succint} + R_{succpared} + \frac{1}{H_{aireent}} \cdot Area_{succext}$$

$$R_{paredcarcasa} = \frac{L_{carcasa}}{k_{carcasaexp} \cdot Area_{carcasa}}$$

$$R_{tot_{des}} = \frac{1}{H_{desflu}} \cdot Area_{desint} + R_{despared} + \frac{1}{H_{airesal}} \cdot Area_{desext}$$

UAs

$$UA_{succ} = \frac{1}{R_{tot_{succ}}}$$

$$UA_{des} = \frac{1}{R_{tot_{des}}}$$

$$UA_{amb} = \frac{1}{R_{paredcarcasa}}$$