



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE EXPANSORES PARA UN CICLO BINARIO
DE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA

TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA

VÍCTOR ALEJANDRO GARZA GARCÍA

DIRECTOR DE TESIS

M. EN ING. HÉCTOR MIGUEL AVIÑA JIMÉNEZ



CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO D.F. MARZO 2015



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Contenido

Objetivo general.....	VII
Objetivos particulares	VII
1 Breve introducción a la geotermia	1
1.1 Energía geotérmica	1
1.2 Recursos geotérmicos.....	2
1.3 Tipos de sistemas geotérmicos.....	3
1.3.1 Sistemas geotérmicos convectivos.....	4
1.3.2 Sistemas geotérmicos conductivos	5
1.4 Explotación de la energía geotérmica	5
1.4.1 Antecedentes.....	6
1.4.2 Usos directos de la geotermia en la actualidad.....	7
1.4.3 Panorama de la generación de energía eléctrica.....	9
1.4.4 La geotermia en México.....	10
1.5 Tipos de centrales geotermoeléctricas	14
1.5.1 Ciclo a contrapresión	14
1.5.2 Ciclo a condensación	15
1.5.3 Ciclo de una evaporación instantánea.....	16
1.5.4 Ciclo de doble evaporación instantánea	17
1.5.5 Ciclo Binario.....	18
1.6 Ciclo BEI.....	19
1.6.1 Descripción general.....	20
1.6.2 Aplicaciones.....	21



2	Diagnostico tecnológico de ciclos Rankine orgánicos.....	23
2.1	Definición	23
2.2	Aplicaciones.....	24
2.2.1	Energía geotérmica	25
2.2.2	Biomasa	26
2.2.3	Calor industrial rechazado.....	27
2.2.4	Energía solar	28
2.3	Diagnóstico comercial de los ORC	29
2.4	Análisis de las condiciones de operación del ciclo BEI	31
3	Estado de arte de los expansores usados en los ORC.....	33
3.1	Expansores Scroll	33
3.1.1	Análisis de su funcionamiento	35
3.1.2	Modelo del expansor Scroll	37
3.2	Expansor de doble tornillo	39
3.2.1	Análisis de su funcionamiento	41
3.2.2	Modelo del expansor de tornillo	42
4	Evaluación de los dispositivos de expansión seleccionados para el ciclo Binario de Evaporación Instantánea.....	46
4.1	Condiciones de operación	46
4.2	Evaluación del expansor scroll.....	47
4.3	Evaluación del expansor de tornillo	50
4.4	Evaluación de una turbina de vapor.....	52
4.5	Comparación del desempeño de los expansores.....	53
5	Selección del dispositivo de expansión	55



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

5.1	Factibilidad de la adaptación de del expansor scroll	55
5.2	Factibilidad de la adaptación de del expansor de tornillo	56
5.3	Comparación y selección final	57
6	Conclusiones.....	59
6.1	Conclusiones generales	59
6.2	Trabajo futuro	60
	Bibliografía.....	61
7	Anexos	65
7.1	Diagrama del ciclo Binario de Evaporación Instantánea	65
7.2	Análisis térmico del ciclo Binario de Evaporación Instantánea.....	66
7.3	Especificaciones del expansor scroll.....	71
7.4	Especificaciones del expansor de tornillo [52]	73



Lista de ilustraciones

Ilustración 1 Distribución de temperatura en La Tierra	2
Ilustración 2 Esquema de Sistema Hidrotermal.....	4
Ilustración 3 Primer Sistema de Generación Eléctrica con Geotermia [2]	6
Ilustración 4 Campos Geotérmicos en México.....	10
Ilustración 5 Central Geotermoeléctrica Cerro Prieto	11
Ilustración 6 Central Geotermoeléctrica Los Azufres.....	11
Ilustración 7 Central Geotermoeléctrica Los Humeros	12
Ilustración 8 Central Geotermoeléctrica Las Tres Vírgenes	12
Ilustración 9 Potencial Geotérmico en México [8]	13
Ilustración 10 Potencial Geotérmico en la Península de B.C.	14
Ilustración 11 Ciclo a contrapresión	15
Ilustración 12 Ciclo a condensación	16
Ilustración 13 Ciclo de una evaporación instantánea	17
Ilustración 14 Ciclo de doble evaporación instantánea	18
Ilustración 15 Ciclo Binario [4]	19
Ilustración 16 Ciclo BEI [9]	20
Ilustración 17 Esquema de Recuperación de Calor	21
Ilustración 18 Comparación entre un ciclo convencional de vapor y un ciclo Rankine orgánico [12]	24
Ilustración 19 Esquema ORC geotérmico [16]	26
Ilustración 20 Esquema de ORC con biomasa [16].....	27
Ilustración 21 Esquema de ORC solar (Cilindro parabólico) [16]	29
Ilustración 22 Diagrama T-s del ciclo BEI	31
Ilustración 23 Condiciones de aplicación de expansores.....	32
Ilustración 24 Configuración del expansor scroll [36]	34
Ilustración 25 Proceso de expansión en dispositivo scroll	35
Ilustración 26 Proceso de expansión cuando $P_D = P_s$	36
Ilustración 27 (a) Sub – expansión y (b) Sobre – expansión [43].....	36
Ilustración 28 Proceso de expansión en un expansor de tornillo	39
Ilustración 29 Reemplazo de válvula de estrangulamiento por expansor de tornillo en refrigeración [47]	41
Ilustración 30 Proceso de expansión.....	42



Lista de Gráficos

Gráfico 1 Principales Aplicaciones de la Energía Geotérmica [2]	8
Gráfico 2 Generación de energía eléctrica con ORC [13]	25
Gráfico 3 Comparación de la potencia medida y calculada [42]	37
Gráfico 4 Evolución de la eficiencia isoentrópica en función de la relación de presiones del sistema [42]	38
Gráfico 5 Eficiencia de expansores de tornillo [50]	44
Gráfico 6 Índice de expansión promedio [50]	45
Gráfico 7 Eficiencia del expansor scroll.....	49
Gráfico 8 Potencia generada con expansor scroll	50
Gráfico 9 Potencia generada con expansor de tornillo	52
Gráfico 10 Potencia generada con turbina de vapor	53
Gráfico 11 Comparación de la potencia generada por los expansores.....	54

Lista de Tablas

Tabla 1 Clasificación de Recursos Hidrotermales [2]	3
Tabla 2 Capacidad Geotermoeléctrica Instalada a Nivel Mundial en 2013 [7].....	9
Tabla 3 Principales fabricantes de ORC modulares [32], [13], [33], [34]	30
Tabla 4 Condiciones de operación del ciclo BEI	31
Tabla 5 Parámetros fijos del ciclo BEI	47
Tabla 6 Presión isoentrópica obtenida con diferentes expansores scroll.....	48
Tabla 7 Principales propiedades del ciclo BEI con expansor scroll	48
Tabla 8 Parámetros para calcular la presión interna del expansor scroll	49
Tabla 9 Presión isoentrópica obtenida con diferentes expansores de tornillo	51
Tabla 10 Principales propiedades del ciclo BEI con expansor de tornillo	51
Tabla 11 Datos del expansor scroll	55
Tabla 12 Resultados obtenidos al utilizar un expansor scroll.....	56
Tabla 13 Datos del expansor de tornillo	56
Tabla 14 Resultados obtenidos al utilizar un expansor de tornillo.....	57
Tabla 15 Comparación de condiciones de los expansores.....	58



Nomenclatura

IMPULSA	Programa de Investigación Multidisciplinaria de Proyectos Universitarios de Liderazgo y Superación Académica
ORC	Organic Rankine Cycle
CBEI	Ciclo Binario de Evaporación Instantánea
CHP	Combined Heat and Power
CSP	Concentrated Solar Power
WHR	Waste Heat Recovery
\dot{V}	Potencia generada
r_v	Índice volumétrico interno
Π	Relación de presiones interna
r_p	Relación de presiones del sistema
P_A	Presión de admisión
P_s	Presión isoentrópica
P_D	Presión de descarga
\dot{V}	Flujo volumétrico
V_N	Volumen desplazado
N	Velocidad de rotación



Objetivos

Objetivo general

Evaluar diferentes dispositivos de expansión para un ciclo binario de evaporación instantánea y seleccionar el que brinde mejores resultados para el desempeño de la planta de generación eléctrica.

Objetivos particulares

- Realizar un diagnóstico tecnológico de los ciclos Rankine orgánicos con la finalidad de identificar los tipos de expansores utilizados en ellos.
- Encontrar modelos teóricos que permitan evaluar el desempeño de los expansores preseleccionados.
- Evaluar el desempeño termodinámico de los expansores bajo las condiciones de operación del ciclo Binario de Evaporación Instantánea.
- Determinar la factibilidad de la adaptación de este dispositivo al sistema en la realidad.
- Seleccionar el dispositivo de expansión que brinde mejores resultados al operar en el sistema evaluado.



Introducción

Un ciclo Binario de Evaporación Instantánea (CBEI) es un ciclo de generación de energía eléctrica que utiliza como fuente de calor un recurso geotérmico de baja entalpía. Para comprender mejor su principio de funcionamiento, así como sus antecedentes, se realiza en primer lugar una introducción a la geotermia, su definición, historia y principales aplicaciones. También se realiza un panorama general de los ciclos geotermoeléctricos en México y en el mundo. Posteriormente se explica la configuración del ciclo Binario de Evaporación Instantánea, el cual está basado en un ciclo binario en combinación con uno de una evaporación instantánea.

Debido a las condiciones de operación y funcionamiento del ciclo Binario de Evaporación Instantánea, éste presenta ciertas similitudes con los ciclos Rankine Orgánicos (ORC), por lo cual, es importante analizar de manera general estos ciclos con el objetivo de realizar mejoras técnicas y obtener mejores resultados en su operación. El realizar un panorama comercial brinda también la posibilidad de evaluar el potencial del ciclo BEI en el mercado.

Como resultado del análisis comercial se determinaron dos factores fundamentales para el óptimo funcionamiento de los ciclos. Estos factores son que para ciertas condiciones de operación los ciclos pueden presentar un desempeño diferente en función del fluido de trabajo y del dispositivo de expansión. Una característica fundamental del ciclo Binario de Evaporación Instantánea es que utiliza agua como fluido de trabajo, debido a las complicaciones que se presentan al trabajar con un fluido orgánico, como el caso de los ORC. Algunas de estas complicaciones están relacionadas con las propiedades físicas y químicas de los fluidos orgánicos, ya que éstos pueden ser inflamables o tóxicos, por mencionar algunas características. Debido a esto, el manejo de estos fluidos representa también una complejidad extra en los equipos utilizados en la configuración del ciclo y por lo tanto costos mayores. Por todo lo anterior, la investigación se concentra en la selección del dispositivo de expansión más adecuado para el ciclo BEI.

Tomando como base las condiciones de operación de los equipos disponibles en el mercado, se preseleccionan dos dispositivos, el expansor tipo scroll y el expansor de doble tornillo helicoidal. Para evaluarlos, se analiza su principio de funcionamiento y se buscan modelos teóricos que describan su desempeño dentro del sistema que se está analizando.



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

Utilizando estos modelos se evalúa el desempeño de los expansores preseleccionados dentro del ciclo Binario de Evaporación Instantánea y se determina que el expansor de tornillo genera mayor potencia en el rango evaluado.

Por último, se analiza la factibilidad de la adaptación de estos dispositivos al sistema analizado, según las características físicas de equipos comerciales. Debido principalmente al flujo volumétrico, el expansor de tornillo resulta adaptarse a las condiciones de operación en las que fue evaluado, a diferencia del expansor scroll, el cual no logra operar a la presión en la que teóricamente generaría más potencia.

Debido a lo anterior, se selecciona al expansor de tornillo como el dispositivo que mejor se desempeñaría dentro del ciclo Binario de Evaporación Instantánea.



1 Breve introducción a la geotermia

La energía geotérmica es la energía térmica natural existente en el interior de la Tierra. Se le denomina geotermia al estudio de la energía térmica en el interior del planeta, que es llevada hacia los niveles superficiales a través de sus diferentes capas internas.

La energía geotérmica puede ser considerada como una energía renovable, ya que esta energía se encuentra en la naturaleza y tiene un alto potencial de utilización, además de que la fuente de calor en los sistemas geotérmicos es prácticamente ilimitada en comparación con la vida humana.

Esta energía, en cambio, no puede ser considerada como energía alterna, ya que su uso para diferentes aplicaciones es utilizada desde hace varios años.

1.1 Energía geotérmica

La energía geotérmica proviene desde el núcleo de la Tierra en donde se ha quedado almacenada debido a los procesos de formación del planeta y de las radiaciones emitidas por la desintegración atómica de elementos químicos radiactivos en su interior. Este calor no se encuentra uniformemente distribuido, habiendo temperaturas muy elevadas en el núcleo, que disminuyen al acercarse a la superficie. Esta diferencia de temperaturas provoca que el calor almacenado en el interior de la Tierra fluya hacia la corteza.

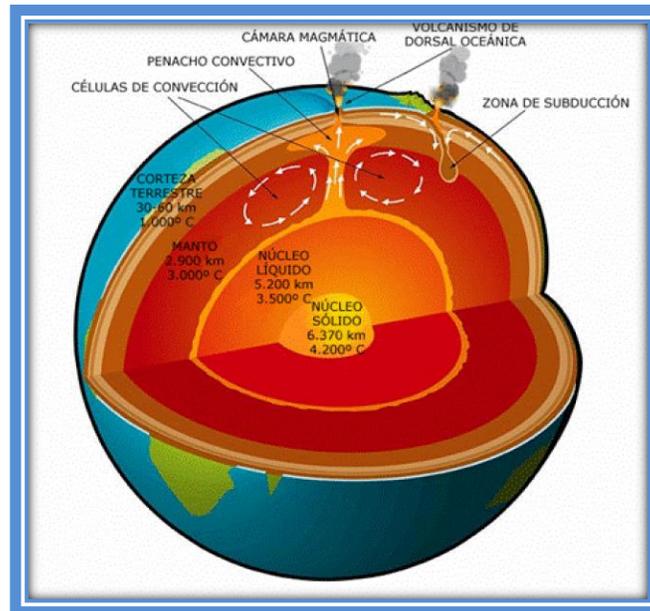


Ilustración 1 Distribución de temperatura en La Tierra

Al realizar estudios de la variación de la temperatura con la profundidad, se encontró que en zonas normales, es decir, donde no existen manifestaciones termales superficiales, la temperatura aumenta 3°C cada 100 metros. A pesar de esto, existen anomalías geotérmicas en las cuales el material fundido en el interior de la tierra se desplaza hacia regiones cercanas a la superficie y queda atrapado en ciertas zonas de la corteza en donde se pueden encontrar temperaturas de 800 a 1000°C , generando gradientes de temperatura de entre 100 a 200°C en cada kilómetro. Es en estas zonas cercanas a la superficie donde se puede encontrar un yacimiento geotérmico que pueden manifestarse en la superficie en forma de emanaciones gaseosas, de aguas termales, erupciones volcánicas, etc. [1].

Por lo regular, los lugares más comunes en donde se pueden encontrar sistemas geotérmicos son los siguientes:

- Zonas de actividad volcánica
- Zonas tectónicamente activas
- Zonas de anomalías de flujo superficial
- Zonas de alta permeabilidad

1.2 Recursos geotérmicos

Un recurso geotérmico es una concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidades tales que su extracción económica es actual o potencialmente posible [2]. Este concepto es muy amplio, ya que abarca desde el



calor almacenado en los niveles más superficiales del subsuelo, hasta el calor almacenado en rocas a grandes profundidades que se podría aprovechar con técnicas de perforación de pozos petrolíferos, que actualmente son de unos 10 km. Este calor puede o no tener un origen natural, es decir, puede ser provocado por la acción humana. La definición de recurso geotérmico abarca también la posibilidad de ser aprovechado en el futuro con medios que pueden no estar disponibles en la actualidad.

La tecnología disponible en la actualidad para la explotación de la energía geotérmica es capaz de aprovechar recursos hasta 5 km y que no superen los 400°C de temperatura.

Dada la amplitud del concepto de recurso geotérmico, se puede establecer el concepto de yacimiento o sistema geotérmico, que es un área geográfica con condiciones geológicas y geotérmicas favorables para poder aprovechar económicamente los recursos geotérmicos.

Existen diferentes criterios de clasificación de los recursos geotérmicos: el contexto geológico, el nivel de temperatura, el modo de explotación y el tipo de utilización. La clasificación más utilizada es según su temperatura. Esto tiene como objetivo tener una rápida percepción de la cantidad de energía que se puede extraer del fluido y con esto, tener una idea del tipo de aplicación que se le puede dar a un yacimiento en específico [2]. La clasificación difiere según los autores, pero para este trabajo de tesis se utilizara la siguiente clasificación:

Clasificación	Baja entalpia	Media entalpia	Alta entalpia
Temperatura (°C)	<90	90 - 150	>150

Tabla 1 Clasificación de Recursos Hidrotermales [2]

Para que la energía geotérmica pueda ser aprovechada de mejor manera y brindar un beneficio económico, es necesario transferir la mayor cantidad de calor posible hacia la superficie. Para esto, la naturaleza provee de agua a ciertos sistemas geotérmicos. El agua, por sus propiedades, es un fluido ideal para realizar la transferencia de calor. Sin embargo, existen otros sistemas geotérmicos en donde el agua no está presente y la transferencia de calor se realiza mediante otros métodos [3].

1.3 Tipos de sistemas geotérmicos

Otros factores importantes para que exista una buena transferencia de calor son la naturaleza del ambiente geotérmico y el mecanismo de transferencia de calor. Tomando en cuenta estos dos parámetros, Rybach realizó una clasificación para los sistemas geotérmicos [3].

1.3.1 Sistemas geotérmicos convectivos

Son también llamados hidrotermales y tienen la principal característica que en ellos existe un yacimiento de líquido o vapor dominante en circulación, formado de manera natural. Este fluido es el encargado de transportar el calor, razón por la cual estos sistemas reciben su nombre. En general un sistema convectivo debe de contar con las siguientes características:

- Una fuente de calor cercana
- Un acuífero, el cual es una formación litológica con alta permeabilidad
- Una capa sello, que es una formación con menor permeabilidad que impide que el fluido geotérmico se disperse, manteniendo la energía concentrada

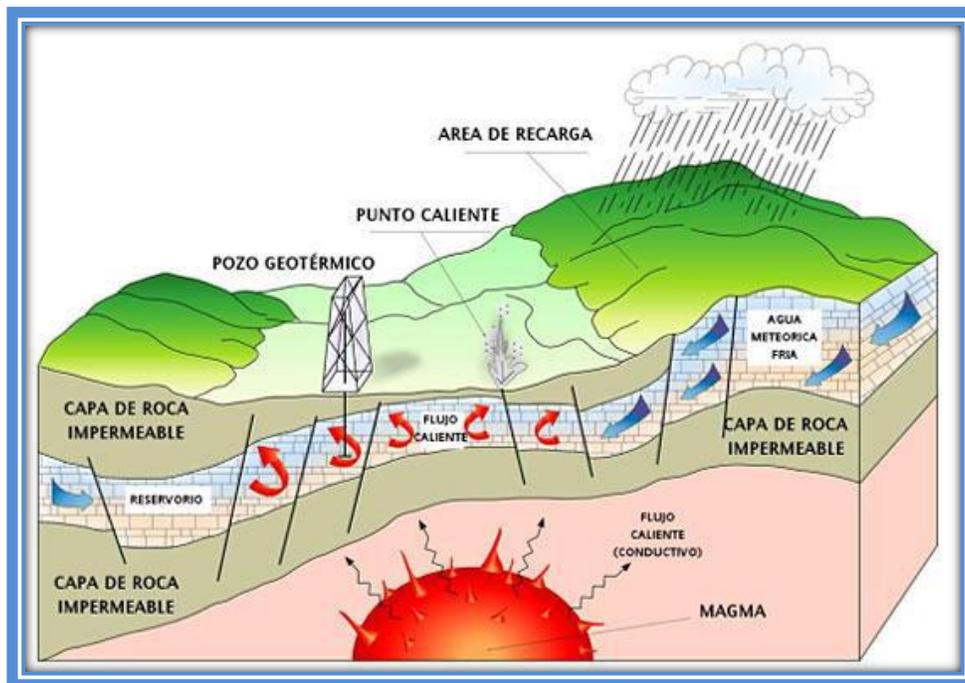


Ilustración 2 Esquema de Sistema Hidrotermal

Este tipo de sistemas se relacionan con zonas de actividad volcánica o sísmica reciente, por lo tanto suelen hallarse cerca de los límites de las placas tectónicas y en zonas de anomalías térmicas al interior de las placas.

Como se mencionó anteriormente, estos sistemas se subdividen en dos grupos:



1.3.1.1 Sistemas de vapor – dominante (secos)

Este tipo de sistemas están constituidos por vapor saturado seco, o ligeramente sobrecalentado, originado de la ebullición de agua en la profundidad, a presiones superiores a la atmosférica.

1.3.1.2 Sistemas líquido – dominante (húmedos)

Estos sistemas producen agua presurizada a temperaturas altas. En la medida que el fluido es llevado a la superficie se reduce su presión, con lo que una fracción de este se evapora de manera instantánea, mientras que la mayor parte permanece en forma líquida [3], [4].

1.3.2 Sistemas geotérmicos conductivos

Estos sistemas son caracterizados por la carencia de fluidos naturales. Debido a estos, el proceso de transferencia de calor se lleva a cabo únicamente por conducción. Dentro de este tipo de sistemas se incluyen los sistemas de roca seca caliente, sistemas magmáticos y geopresurizados.

Para aprovechar los sistemas conductivos, existe un método que consiste en inyectar agua a alta presión, hasta fracturar la roca y crear artificialmente el yacimiento. De esta manera el calor de la roca seca se transmite al agua inyectada y posteriormente esta se extrae para aprovechar la energía que la roca le cedió [3], [5].

1.4 Explotación de la energía geotérmica

El uso de energía geotérmica para generación eléctrica, tiene actualmente atractivos comerciales mayores, pero no se debe de dejar de lado el hecho de que el uso de la energía geotérmica puede utilizarse de una manera más eficiente en forma de calor para diversas aplicaciones. Esto es debido a las pérdidas asociadas a la conversión de energía térmica a energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica, que es distribuida y reconvertida finalmente a la forma requerida por el usuario.

Actualmente, se sabe que existe un gran potencial de recursos geotérmicos de baja y media entalpia, con temperaturas menores a las utilizadas comúnmente para la generación de energía eléctrica con geotermia, de los que puede utilizarse su calor directamente de manera eficaz para fines no eléctricos, o inclusive para generación eléctrica en menores cantidades para aplicaciones específicas.



1.4.1 Antecedentes

El uso de la energía geotérmica data desde las primeras civilizaciones, aproximadamente 3500 años antes de cristo, las cuales la usaban para cocinar alimentos y para baños termales. Fueron los griegos y romanos los que le dieron la aplicación distinta y la utilizaron para calefacción urbana.

Este tipo de aplicaciones fueron muy comunes en Europa, Francia e Italia principalmente, a lo largo de la historia, hasta principios del siglo XIX cuando se le comenzó a dar un uso industrial en Larderello Italia, donde Francesco Larderell ocupaba el calor de los fluidos en evaporación en lugar de quemar madera.

En 1882 entró en operación en E.U. la primera red local de calefacción con energía geotérmica, en la ciudad de Boise, Idaho. En 1910 se comenzó a usar la energía geotérmica en invernaderos en la ciudad de Toscana, Italia. Para 1928 Islandia inicio el desarrollo de proyectos para aprovechar la geotermia en calefacción doméstica [6].

Fue a principios del siglo XX cuando se comenzó a utilizar el vapor geotérmico para producir electricidad en Larderello, donde el príncipe Piero Ginori Conti diseño el primer generador eléctrico accionado por vapor geotérmico con el que se lograba producir aproximadamente 15 kW de potencia eléctrica. En el año de 1913 este generador fue reemplazado por una unidad con capacidad de 250 kW.



Ilustración 3 Primer Sistema de Generación Eléctrica con Geotermia [2]

Los primeros pozos con el objetivo de aprovechar le energía geotérmica para generación eléctrica fueron perforados en 1919 en Beppu, Japón, donde se instaló



en el año de 1925 una planta generadora de 1.2 kW. Posteriormente, en 1951, se instaló en Japón una planta que generaba 30 kW, la cual estuvo en operación durante unos cuantos años. Otros pozos de este tipo se perforaron en E.U. en la zona de Los Geiser, California, donde se instaló una pequeña máquina de vapor que abastecía de electricidad a un pequeño establecimiento termal en el año de 1921.

Para el año de 1930, Islandia implemento la primera red moderna de calefacción con geotermia en Reikjavik, en donde actualmente el 95% de los habitantes cuentan con calefacción de este tipo. Desde entonces, redes de calefacción urbana han sido instaladas en países como Francia, Italia, Hungría, Rumania, Rusia, E.U., Georgia, China y Turquía.

A pesar de estos avances, Italia seguía siendo el país pionero en la generación eléctrica mediante geotermia y para el año 1942 contaba con una capacidad instalada de 128 MW.

En Indianápolis, E.U., en 1945 fue instalada la primera bomba de calor geotérmica en una vivienda. En 1947, **Kemler, en su publicación "Methods of Earth Heat Recovery for the Heat Pump"** dio a conocer esquemas de los diferentes métodos de conexión de bombas de calor, los cuales se siguen utilizando actualmente.

Un avance importante fue la explotación de los sistemas geotérmicos líquido – dominante. Este evento se dio en mayor escala con la instalación de la planta geotérmica en Warakei, Nueva Zelanda, en 1958, con una capacidad instalada de 192.6 MW. A partir de esto, otros países, como México, Filipinas, Rusia El Salvador y China, iniciaron el desarrollo del uso de la energía geotérmica para generación de electricidad. Al año siguiente de la instalación de esta planta, se construyó la planta de generación de Pathé, en México [6].

En la década de los setentas se inicia la investigación de la utilización de los recursos geotérmicos para diferentes aplicaciones. Es también en esta década cuando los precios del petróleo aumentan, que las bombas de calor geotérmicas comienzan a tener un desarrollo internacional, además de que en los noventas las exigencias para el cuidado de la atmósfera comenzaron a ser más exigentes [2].

1.4.2 Usos directos de la geotermia en la actualidad

A partir del descubrimiento del potencial de la geotermia para la generación de energía eléctrica, se comenzó a dar principal importancia a esta aplicación. Debido a esto, se empezó a explotar en mayor medida los recursos geotérmicos de alta entalpia, ya que eran los que proporcionaban mejores resultados para el



funcionamiento de las plantas generadoras, dejando de lado a los recursos de media y baja entalpia.

Anteriormente se mencionó que el uso directo del calor de la tierra es más eficiente que su conversión a energía eléctrica, debido a las perdidas asociadas a la transformación de la energía. Además de esto, un hecho importante es que los recursos de baja y media entalpia son mucho más abundantes que los de alta entalpia.

Por lo anterior, se reconoció el potencial de los recursos geotérmicos para diversas aplicaciones, como calefacción, balneología y usos agrícolas. Fue a mediados del siglo XX cuando comenzó a apreciarse el enorme potencial del calor de la tierra en la industria, ya que los procesos industriales abarcan un rango bastante amplio de calor a diferentes temperaturas.

Así como los recursos geotérmicos se encuentran a diferentes temperaturas, las aplicaciones que se le pueden dar requieren también diferentes grados de calor, según la aplicación. Como se mencionó previamente, los recursos geotérmicos se clasifican según su temperatura. Siguiendo esta clasificación, a continuación se muestra un gráfico en el que se pueden apreciar los diversos usos de la energía geotérmica en función de la temperatura del recurso. En el gráfico también se realiza una clasificación según el tipo de aplicación ya sea para usos industriales, agricultura y alimentación, vivienda, ocio y salud.

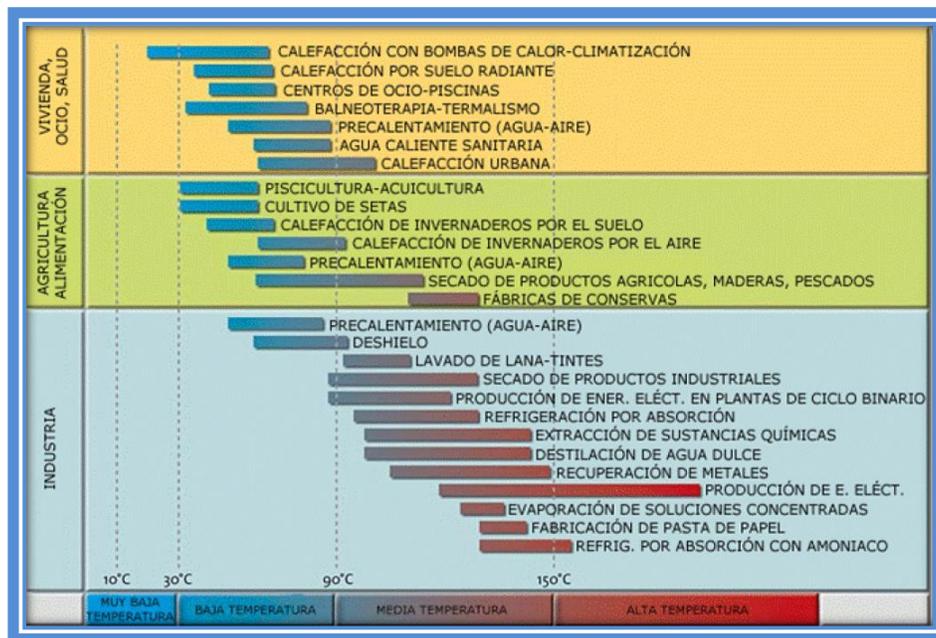


Gráfico 1 Principales Aplicaciones de la Energía Geotérmica [2]



1.4.3 Panorama de la generación de energía eléctrica

La conversión de energía geotérmica en energía eléctrica es la aplicación más atractiva, ya que la electricidad es uno de los servicios más comerciales en el mundo, debido a que puede adaptarse a cualquier aplicación, como alumbrado, calefacción, energía motriz, etc.

En la actualidad, casi ochenta países utilizan la energía geotérmica para diferentes aplicaciones, de los cuales, sólo 24 la emplean para generación eléctrica. El total de capacidad instalada de estos países es casi 12 mil MW, estando México en cuarto lugar internacional. A continuación se muestra una tabla con la capacidad instalada de los principales países, actualizada hasta finales de 2013 [7].

País	MW
Estados Unidos	3389
Filipinas	1848
Indonesia	1341
México	1017.4
Italia	875.5
Nueva Zelanda	842.6
Islandia	664.4
Japón	537
Kenia	248.5
Costa Rica	207.1
El Salvador	204.4
Turquía	166.6
Nicaragua	149.5
Rusia	81.9
Papúa-Nueva Guinea)(Isla Lihir)	56
Guatemala	48
Portugal (Islas Azores)	28.5
China (Incluye Tíbet)	27
Francia (Isla Guadalupe y Alsacia)	17
Alemania	11.9
Etiopia	8
Austria	1.4
Australia	1
Tailandia	0.3
TOTAL	11 772

Tabla 2 Capacidad Geotermoelectrónica Instalada a Nivel Mundial en 2013 [7]



1.4.4 La geotermia en México

En la década de los cuarenta, el ingeniero Luis De Anda, de la Comisión Federal de Electricidad, se entera de los resultados obtenidos en Larderello en donde realiza estudios relacionados con la exploración y la explotación que allí se utilizaban. En el mes de mayo de 1955 se formó la Comisión de Energía Geotérmica, cuyo director fue el mismo ingeniero De Anda.

La primera explotación de la energía geotérmica se realizó en Pathé, Hidalgo. Debido al éxito de las primeras perforaciones se instaló una planta piloto de 3.5 MW, la cual inició su operación en noviembre de 1959.

En esta planta se perforaron 17 pozos, sin embargo, nunca fue posible obtener suficiente vapor para generar más de 600 kW. Debido a esto, la planta se mantuvo operando hasta 1973. Esta planta representó un importante logro ya que permitió que México fuera el tercer país a nivel mundial en utilizar geotermia, además de sentar las bases para el futuro desarrollo de la geotermia en México.

Actualmente, se tienen identificados varios campos geotérmicos, de los cuales cuatro de ellos se encuentran en explotación por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) con una capacidad instalada de 1017.4 MW netos, lo que representa el 2% de la capacidad total del país. Además de estos campos, se tiene identificado un campo más con potencial para explotar [7]. Estos campos se describen a continuación:



Ilustración 4 Campos Geotérmicos en México



1.4.4.1 Cerro Prieto, B.C.

Comenzó su operación en 1973 y es el campo más antiguo y el más grande de México, con una capacidad instalada de 720 MW es el segundo campo más grande del mundo. Está ubicado en una cuenca transnacional, asociada a la falla de San Andrés.



Ilustración 5 Central Geotermoelectrica Cerro Prieto



Ilustración 6 Central Geotermoelectrica Los Azufres

1.4.4.2 Los Azufres, Michoacán.

Está ubicado en la parte central de México en la Faja Volcánica Mexicana. Cuenta con una capacidad instalada de 194 MW. Sus primeras unidades iniciaron su operación en 1982. Actualmente se encuentra en construcción una unidad de

50 MW en lo que se conoce como el proyecto Los Azufres III, la cual se planea que entre en operación en enero de 2015.

1.4.4.3 Los Humeros, Puebla.

Es un campo volcánico ubicado en la parte oriental de la Faja Volcánica Mexicana, en los límites de los estados de Puebla y Veracruz. Sus primeras unidades comenzaron a operar de manera comercial en 1990 y hoy en día cuenta con una capacidad instalada de 93.4 MW. Actualmente se encuentra en construcción una unidad de 26.7 MW brutos, estando programado su inicio de operación comercial en 2016.



Ilustración 7 Central Geotermoelectrica Los Hornos

1.4.4.4 Las Tres Vírgenes, B.C.S.

Se localiza en la parte media de la península de Baja California. Está asociado a un complejo de tres volcanes cuaternarios y al movimiento de placas tectónicas que separan a la península del resto del continente. Sus unidades comenzaron a operar en el año 2002 y cuenta con una capacidad instalada de 10 MW.



Ilustración 8 Central Geotermoelectrica Las Tres Vírgenes

1.4.4.5 Cerritos Colorados, Jalisco.

Se encuentra en la periferia de la ciudad de Guadalajara y aunque no tiene aún plantas en operación, se han perforado pozos de los cuales la CFE ha evaluado un potencial de 75 MW.



1.4.4.6 Potencial en México

Además de las zonas en que se encuentran estas plantas geotermoeléctricas, existen en México otras zonas con potencial geotérmico, en algunas de las cuales ya se está realizando investigación para determinar el potencial de los yacimientos. Algunas de las zonas con potencial se muestran en el siguiente mapa, en donde se puede apreciar el tipo de recurso geotérmico que allí se encuentra.

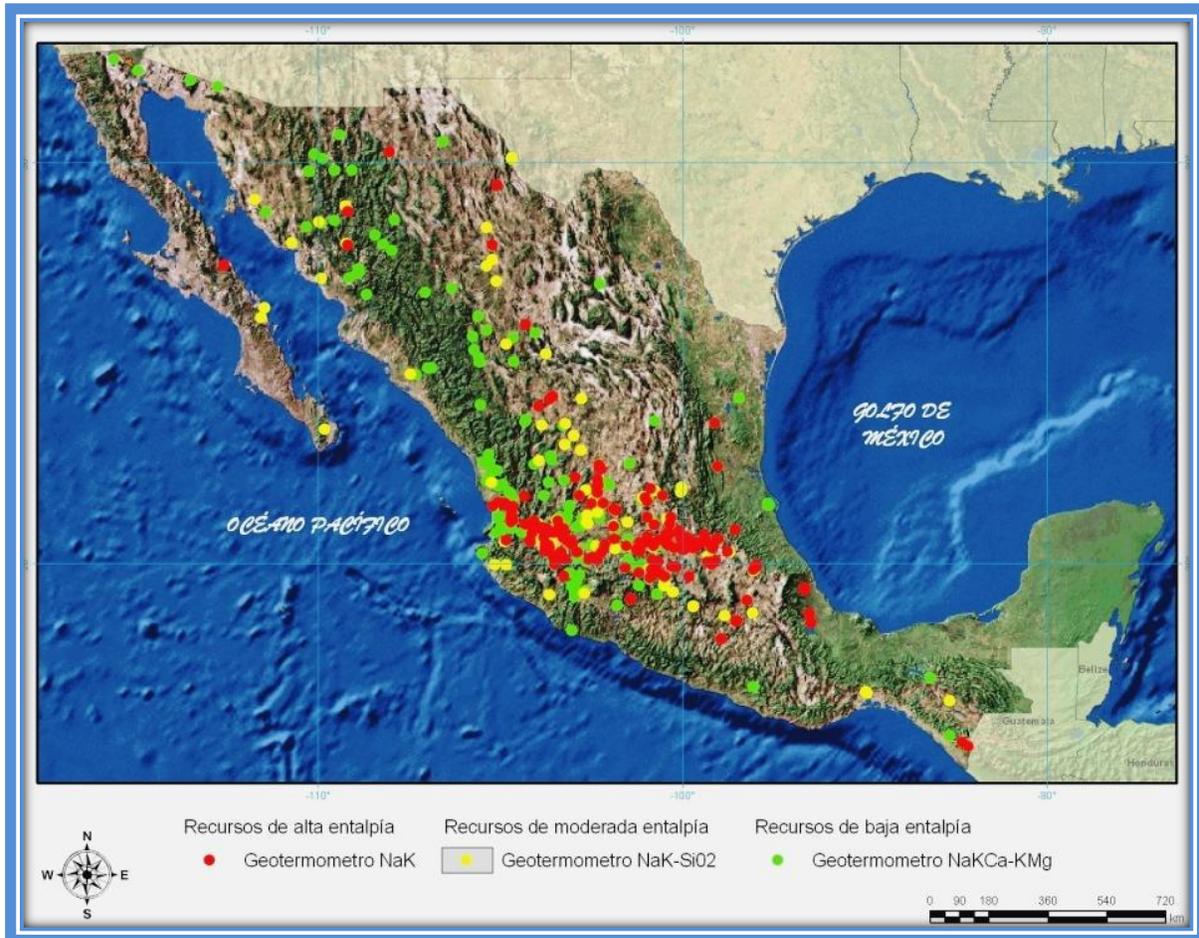


Ilustración 9 Potencial Geotérmico en México [8]

La zona de la península de Baja California es una región de gran interés en donde existe gran potencial geotérmico debido a actividad de placas tectónicas. En esta zona, el Instituto de Ingeniería de la UNAM ha iniciado las investigaciones para determinar el potencial geotérmico en diferentes yacimientos y se tienen en la actualidad proyectos para diversos usos de la energía geotérmica en esta región.



Ilustración 10 Potencial Geotérmico en la Península de B.C.

1.5 Tipos de centrales geotermoeléctricas

Existen diferentes tipos de centrales geotermoeléctricas que operan con distintos tipos de ciclos para convertir la energía geotérmica en energía eléctrica. En general, estos ciclos funcionan bajo el mismo principio del ciclo Rankine, aunque poseen diferentes características que dependen de las condiciones del campo geotérmico y de operación. Debido a esto, cada uno de los ciclos tiene diferentes aplicaciones y un rango de potencia diferente.

1.5.1 Ciclo a contrapresión

Este es el sistema más simple y el que requiere menor inversión inicial. Su característica principal es que el vapor de un pozo seco, o separado de un pozo húmedo, pasa a través de la turbina y posteriormente es liberado a la atmósfera.



Estos sistemas requieren un mayor consumo de vapor, para la misma presión de admisión que las plantas a condensación, por lo tanto se eleva el costo de operación. Sus principales aplicaciones son en plantas de reserva, para pequeños suministros locales desde pozos aislados y en plantas de prueba para pozos recién perforados, ya que suelen instalarse a boca de pozo. El uso de estos ciclos es preferible sobre los ciclos a condensación cuando el contenido de los gases no condensables en el vapor es elevado.

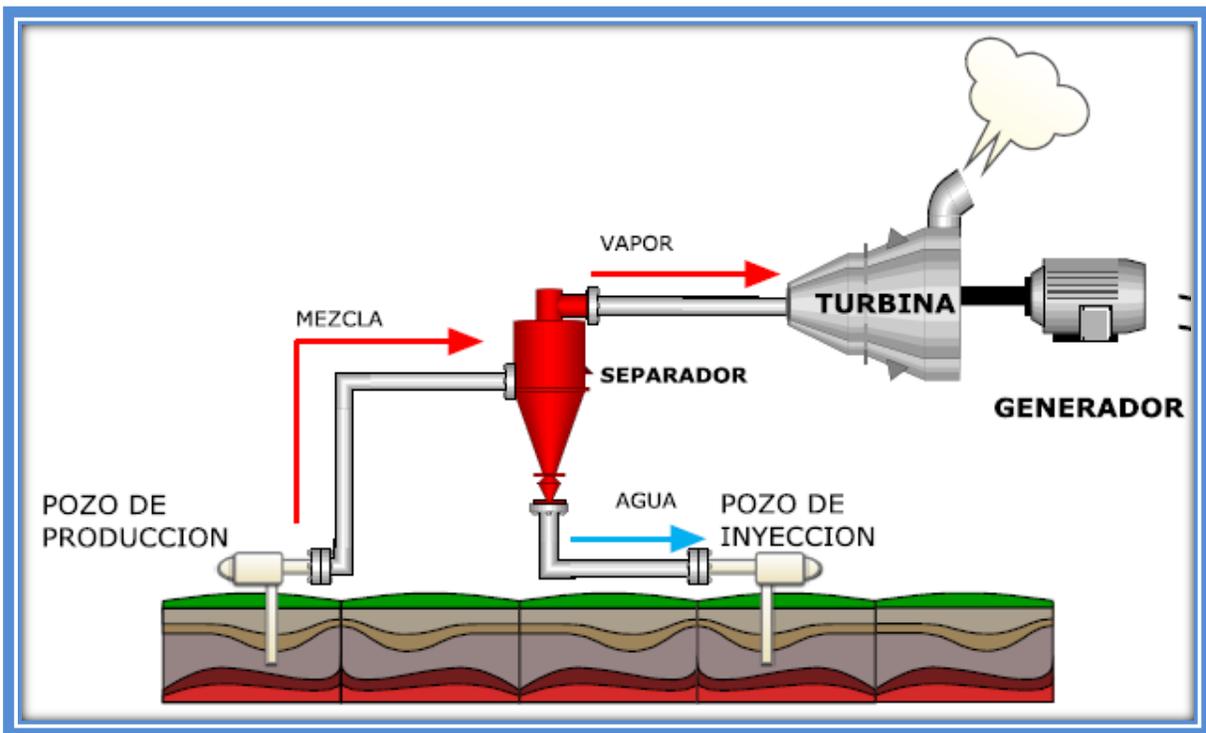


Ilustración 11 Ciclo a contrapresión

1.5.2 Ciclo a condensación

En estos sistemas la descarga de vapor, después de pasar por la turbina, no se realiza hacia la atmósfera. En este caso, el vapor de escape se hace pasar por un condensador que se encuentra a una presión menor que la atmosférica, lo cual permite que el intercambio energético del vapor a la turbina sea mayor, con lo que se eleva la eficiencia del sistema.

En los ciclos geotérmicos no se requiere regresar el condensado para realimentar al sistema, como en el caso de las plantas termoeléctricas convencionales. Por esta razón, se suelen usar condensadores de contacto directo en el que el condensado se mezcla con el agua de enfriamiento, para posteriormente, ser conducido hacia la torre de enfriamiento, donde parte de él se pierde por evaporación. En algunos casos, cuando los gases contenidos en el vapor de escape de la turbina



representan un riesgo para el ambiente local, se usan también condensadores superficiales.

En general, es recomendable realizar una reinyección del condensado, para mantener las condiciones del campo geotérmico. En el caso de no realizar una reinyección, se puede generar una disminución de la presión dentro del yacimiento, como en el caso de la central de Cerro Prieto.

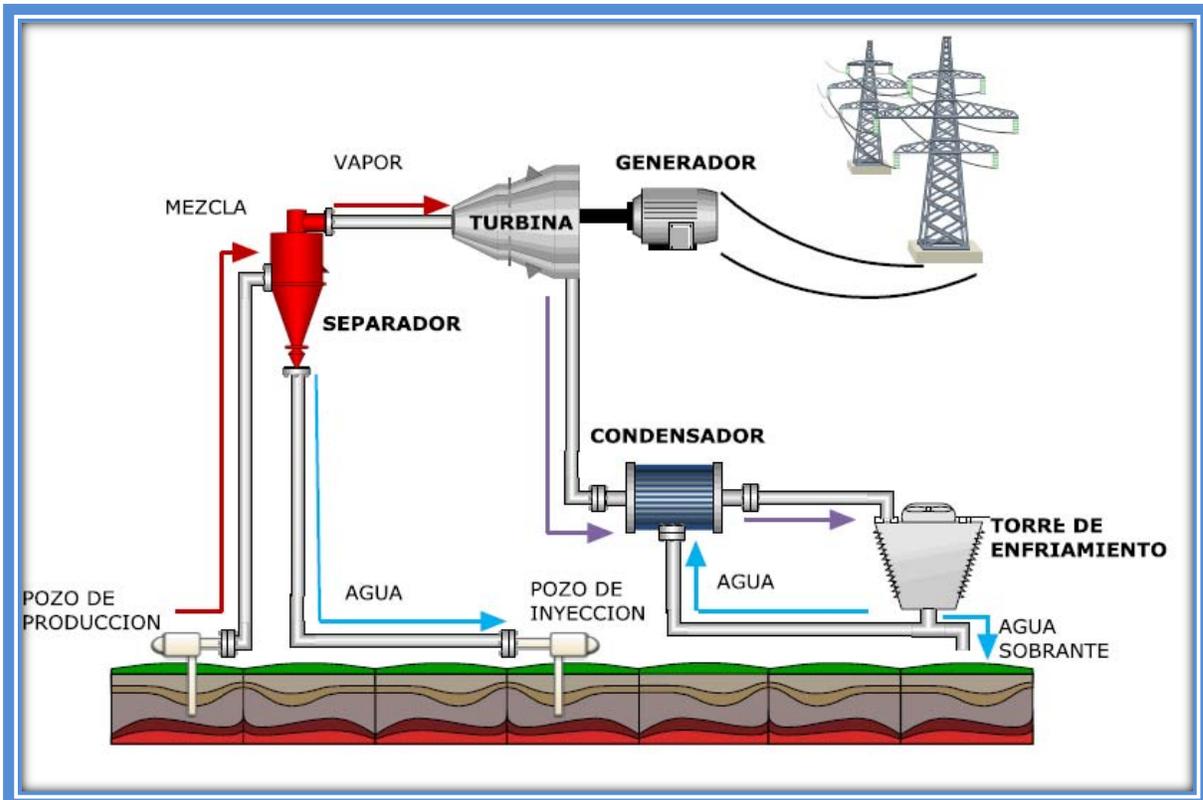


Ilustración 12 Ciclo a condensación

1.5.3 Ciclo de una evaporación instantánea

Estos ciclos se aplican principalmente a los campos geotérmicos húmedos, en los cuales se realiza una separación del líquido y del vapor, que es enviado a la turbina. Su principio de funcionamiento se basa en enviar el líquido separado a una cámara de evaporación instantánea que trabaje a menor presión. El vapor generado se hace pasar por las etapas de menor presión de la turbina, o por otra turbina que trabaje a menor presión. De esta manera se puede obtener una cantidad mayor de energía, al aprovechar el líquido separado del fluido geotérmico.

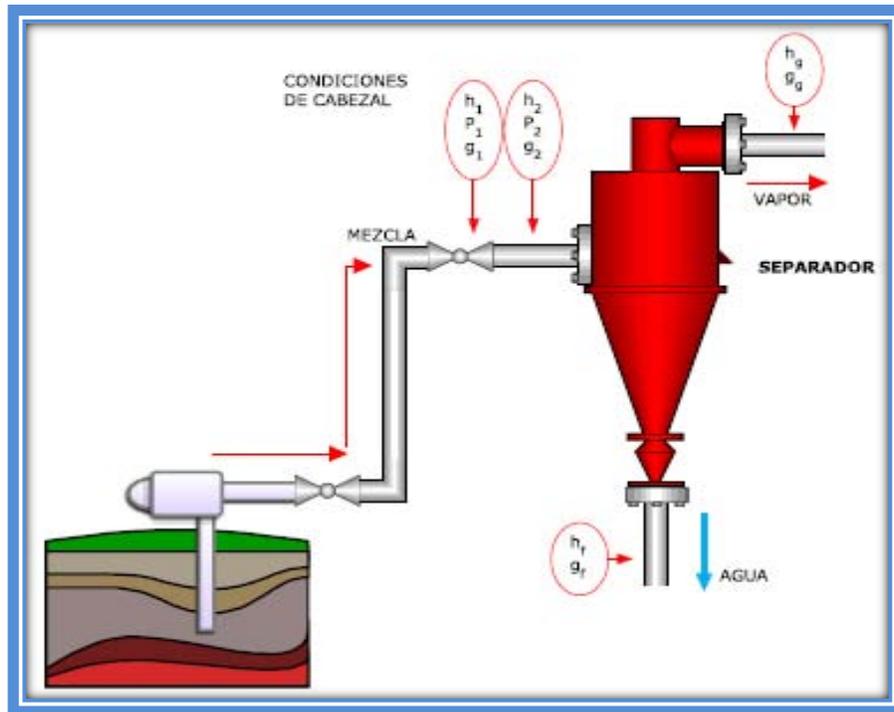


Ilustración 13 Ciclo de una evaporación instantánea

1.5.4 Ciclo de doble evaporación instantánea

El objetivo de realizar una segunda evaporación instantánea es aprovechar la máxima cantidad de energía del fluido geotérmico. Para lograrlo, se coloca una segunda cámara de evaporación instantánea a la cual es dirigida la porción de líquido que no pudo evaporarse en la primera etapa. Tomando como base este principio, sería ideal tener un número infinito de etapas de evaporación instantánea conectados en cascada, o utilizando una cámara de evaporación para cada etapa de la turbina. En realidad, el hecho de utilizar más de dos etapas no resulta viable económicamente, ya que la mayor cantidad de energía se extrae en las dos primeras etapas y el uso de más cámaras de evaporación no justifica el costo del equipo en comparación con su desempeño.

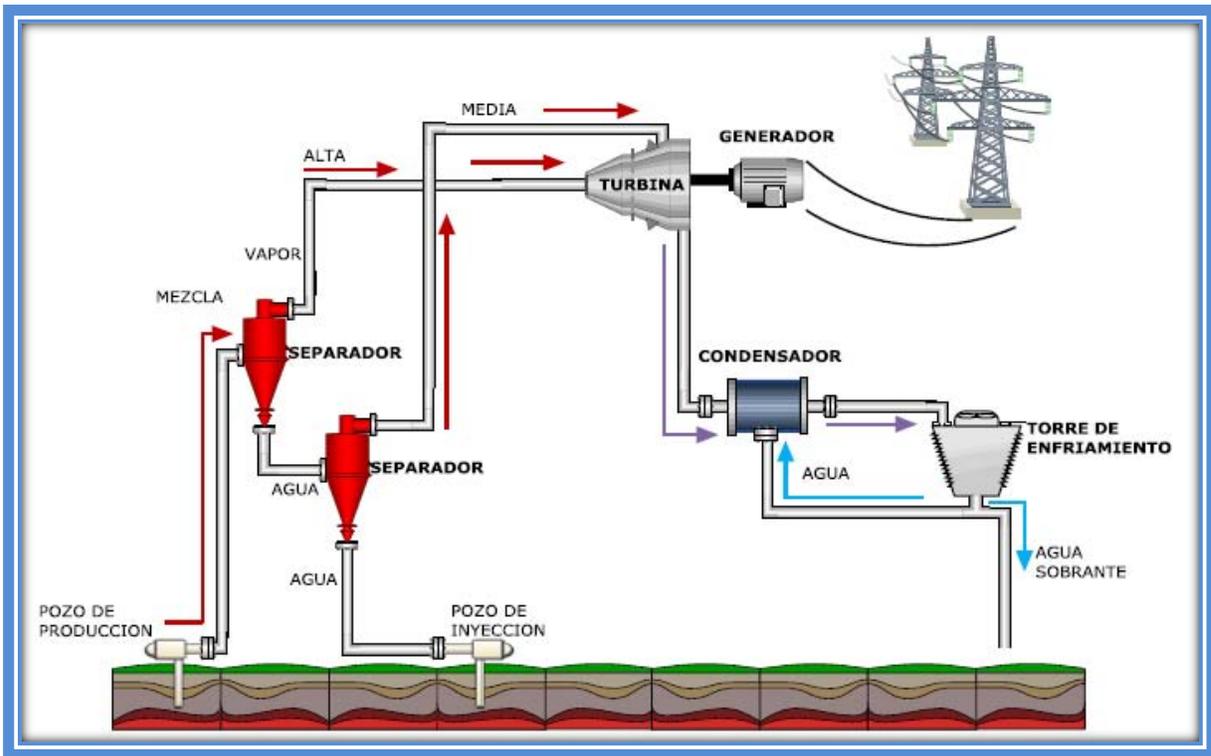


Ilustración 14 Ciclo de doble evaporación instantánea

1.5.5 Ciclo Binario

Este ciclo tiene la principal característica de que utiliza un fluido de trabajo secundario, con punto de ebullición menor al del agua, el cual circula en un circuito cerrado. En este caso, el fluido geotérmico se utiliza solo como fuente de calor, ya que cede su energía al fluido de trabajo en un intercambiador de calor, constituido por un precalentador y un evaporador, para después ser reinyectado al yacimiento. Las principales ventajas del ciclo binario son que se pueden utilizar recursos geotérmicos de baja y media entalpia, así como fluidos geotérmicos bifásicos sin la necesidad de realizar una separación. También brindan la ventaja de que el ataque químico, causado por la concentración de minerales en el fluido geotérmico, se limita al intercambiador de calor, protegiendo así el resto de los equipos.

El fluido secundario, al tener bajo punto de ebullición, puede ser evaporado a menor temperatura en el intercambiador de calor, para hacerlo pasar a través de la turbina y posteriormente ser condensado para regresarlo al intercambiador de calor y reiniciar el ciclo.

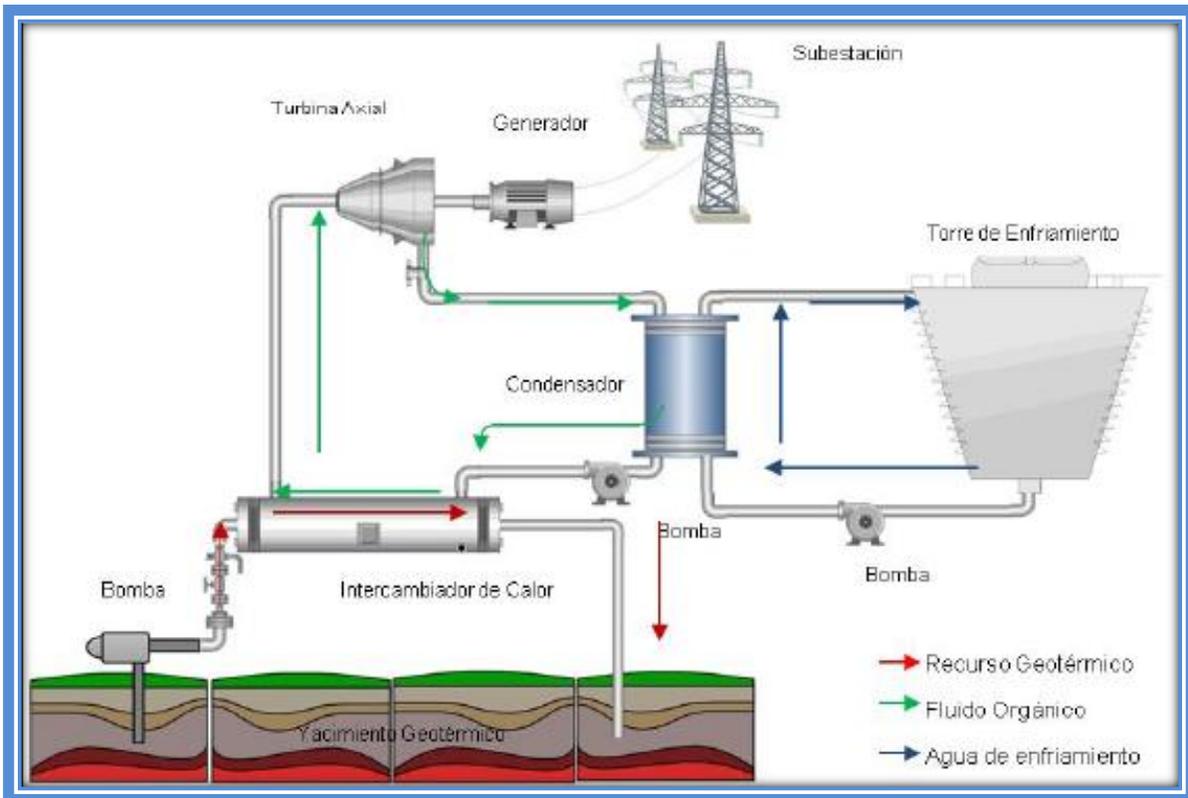


Ilustración 15 Ciclo Binario [4]

Por otro lado, los ciclos binarios tienen ciertas desventajas en comparación con los otros ciclos. Por ejemplo, requieren el uso de intercambiadores de calor superficiales, que son más costosos y representan una transferencia de calor menos eficiente. Los fluidos secundarios suelen ser volátiles, tóxicos y algunas veces inflamables, por lo que se requiere tener mayor cuidado en su manejo.

Actualmente se utilizan los llamados ciclos Rankine orgánicos (ORC), los cuales, por sus condiciones de operación y principio de funcionamiento, entran dentro de la categoría de los ciclos binarios. Estos ciclos se estudiarán a detalle más adelante [4].

1.6 Ciclo BEI

El ciclo BEI surge como una propuesta realizada por el grupo IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM. Se basa en el principio de funcionamiento de un ciclo Binario, con variantes en el equipo utilizado en su configuración. El significado de sus siglas (Binario de Evaporación Instantánea) puede interpretarse como su principio de operación, ya que este ciclo es una combinación de un ciclo binario y un ciclo de una vaporización instantánea simple.

1.6.1 Descripción general

Una de las desventajas del ciclo binario es que el precalentador y el evaporador entran en contacto directo con el fluido geotérmico, el cual daña el equipo. Por esta razón, se sustituyen estos dispositivos por un intercambiador de calor de placas, el cual representa un mantenimiento menos complejo y a menor costo, con lo que se facilita dar solución a los problemas de corrosión e incrustaciones. Los intercambiadores de placas también permiten un mayor acercamiento de temperaturas entre los fluidos, con lo que se reducen las pérdidas.

En este sistema también se tiene la característica de que, a diferencia de los ciclos binarios, trabaja con agua. Esto con el objetivo de evitar los problemas relacionados con el manejo de los fluidos en los ciclos binarios y los ORC.

En el ciclo BEI se implementó una placa de orificio como método de evaporación instantánea, por donde pasa el fluido después de haber sido calentado en el intercambiador de placas. Después de pasar por la placa de orificio, la masa de vapor generada se separa en un separador ciclónico, la cual se hace pasar a través de la turbina y posteriormente se condensa y es llevada a un colector en donde se mezcla con la masa del fluido que no logro evaporarse, proveniente del separador. Finalmente, el fluido es llevado hacia el intercambiador de placas y así reiniciar el ciclo [9], [10], [11].

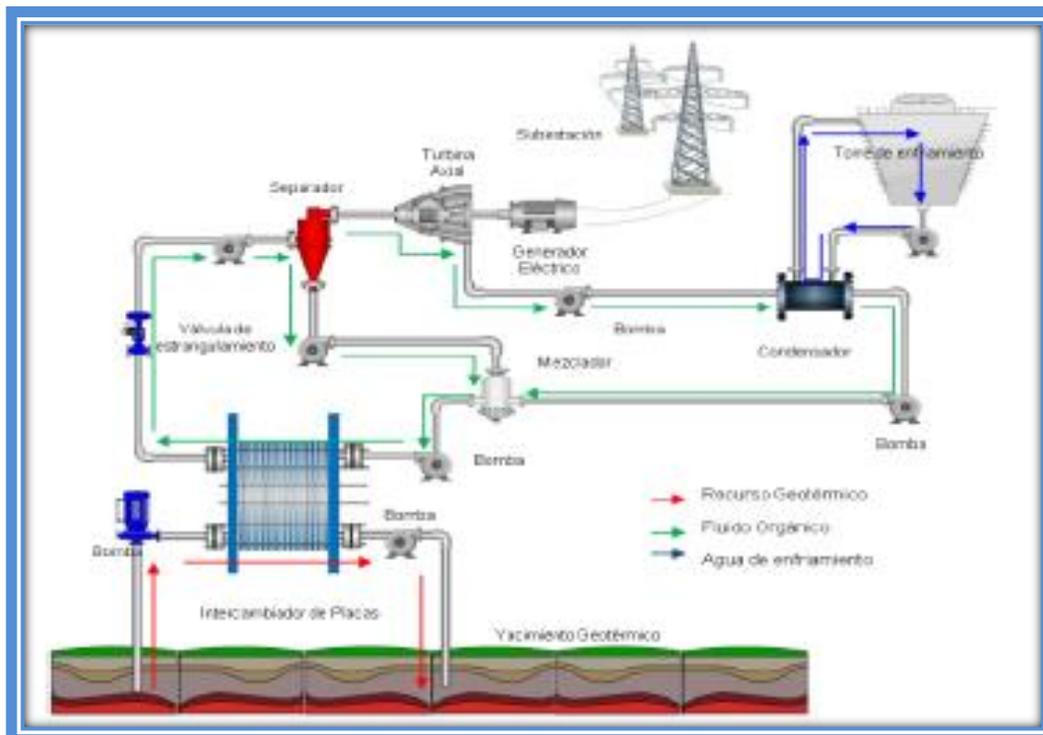


Ilustración 16 Ciclo BEI [9]



1.6.2 Aplicaciones

Como ya se mencionó, el ciclo BEI está basado en un ciclo binario. Estos ciclos trabajan a temperaturas menores que los ciclos convencionales de generación eléctrica con geotermia, por lo tanto, el volumen de energía generada es menor.

Por esta razón, este tipo de sistemas tienen aplicaciones particulares, como aprovechar el calor de rechazo de ciertos procesos industriales, o de procesos de generación eléctrica en las centrales termoeléctricas, que trabajan a temperaturas mayores a las de estos ciclos. Por ejemplo, se puede aprovechar el calor residual de los gases de combustión de un ciclo con turbina de gas, o inclusive, de ciclos con turbinas de vapor.

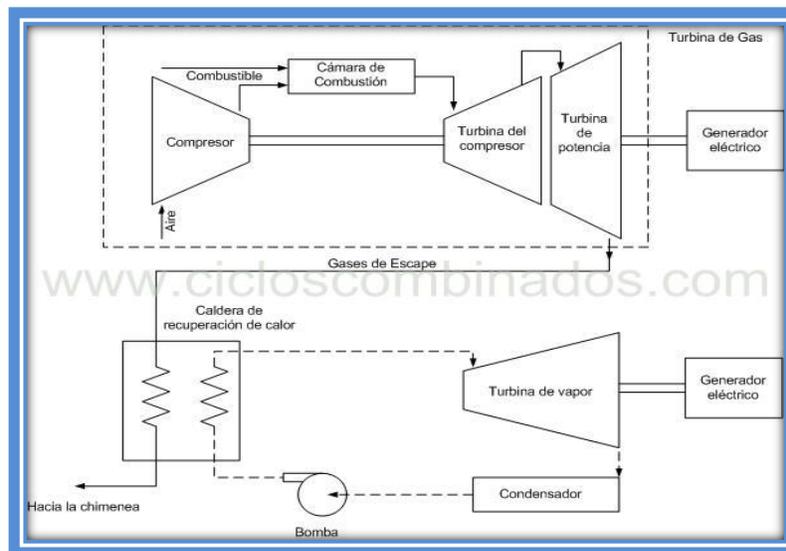


Ilustración 17 Esquema de Recuperación de Calor

Los sistemas de este tipo se estudiarán más adelante en este trabajo, incluyendo los casos de recuperación de calor de procesos industriales, así como los sistemas aplicados a geotermia.

Otra aplicación que tiene este tipo de sistemas es el abastecimiento de energía eléctrica a comunidades aisladas. Este problema ha sido durante los últimos años, uno de los más difíciles de resolver, ya que las comunidades aisladas carecen de un desarrollo en su infraestructura y por lo tanto no tiene gran desarrollo económico. Como consecuencia, la demanda energética de este tipo de comunidades es baja. Aunado a esto, está presente el problema de la distribución de energía, debido, entre otras cosas, a las características topográficas que dificultan su acceso y a los fenómenos naturales presentes en esas zonas, como radiación solar, viento o vulcanismo, por mencionar algunos. Este tipo de



fenómenos son los que se han estudiado como alternativas energéticas para este tipo de comunidades.

A pesar de la vasta investigación que se ha realizado al respecto, fuentes de energía como la solar, eólica y biomasa; no representan un suministro constante para abastecer de electricidad a comunidades completas o a pequeños centros industriales. En cambio, la geotermia brinda un suministro energético constante, por lo tanto, representa una alternativa para su utilización en comunidades aisladas con potencial geotérmico.

Varias de las condiciones necesarias para la explotación de la energía geotérmica en comunidades apartadas de las grandes ciudades se cumplen en algunas regiones de México, en donde la ubicación geográfica de los campos geotérmicos abarca regiones en donde no se tiene amplio desarrollo tecnológico, como es el caso del Cinturón Volcánico Transmexicano, donde existe gran potencial geotérmico. Otra zona donde se cumplen estas condiciones es la península de Baja California, en la cual, existe también la dificultad de abastecimiento energético por parte del Sistema Eléctrico Nacional de la CFE. Como se mencionó anteriormente, actualmente el Instituto de Ingeniería de la UNAM está realizando investigación para ubicar las zonas apropiadas para implementar el ciclo BEI [3].



2 Diagnostico tecnológico de ciclos Rankine orgánicos

Como se mencionó anteriormente, los ciclos Rankine orgánicos (ORC) trabajan con temperaturas menores a los ciclos geotermoeléctricos convencionales. Por esta razón, estos ciclos son candidatos para operar con recursos geotérmicos de baja o media entalpía. De igual manera, los ORC son competidores naturales del ciclo BEI, debido a que operan bajo condiciones muy similares.

Por lo anterior, es importante estudiar el panorama actual de los ORC con la finalidad de conocer cuáles son las tecnologías utilizadas, los resultados que cada una de ellas brinda y en qué casos se utilizan las diferentes tecnologías. Esto tiene como principal objetivo conocer el potencial del ciclo BEI en comparación con las tecnologías actuales. Por lo tanto, en este apartado se estudiarán los sistemas comerciales actuales de los ORC, sus aplicaciones, así como su uso en la generación eléctrica con geotermia.

2.1 Definición

El ciclo Rankine orgánico tiene su origen a finales del siglo XIX debido a la necesidad de sustituir el agua en un ciclo de generación y producir vapor de alta presión con recursos de baja temperatura. Así empezó el desarrollo de ciclos de generación con nafta (derivado del petróleo parecido a la gasolina), pero no fue sino hasta los años setenta cuando se iniciaron formalmente líneas de desarrollo en Italia, Rusia, Israel y Estados Unidos [5].

Su principio de funcionamiento es el mismo que el ciclo Rankine, con la diferencia de que no se usa agua como fluido de trabajo. En este caso se utiliza un fluido orgánico y es por este hecho que recibe su nombre.

Al igual que los ciclos binarios, en los ORC el fluido de trabajo es calentado en un intercambiador de calor de donde toma energía de una fuente externa, como un fluido geotérmico, calor rechazado de algún proceso industrial, etc. A la salida del intercambiador de calor el fluido de trabajo se encuentra como vapor, el cual cede su energía en el dispositivo de expansión para, posteriormente pasar al condensador en donde se convierte totalmente en líquido, para poder ser bombeado y dirigido al intercambiador de calor para iniciar el ciclo nuevamente.

La configuración de los ORC puede tener las mismas variaciones que un ciclo Rankine convencional, con el objetivo de mejorar su eficiencia, como la adaptación



de un recuperador de calor a la salida de la turbina para precalentar el fluido de trabajo, o un recalentamiento a la salida del intercambiador de calor para sobrecalentar el vapor, etc.

La selección del fluido de trabajo es un elemento importante, ya que el comportamiento térmico y físico es un factor muy relevante en la eficiencia del ciclo. En general es preferible el uso de fluidos orgánicos cuyo proceso de expansión termine en la región de vapor sobrecalentado, como el caso del pentano. De esta manera se elimina el problema de erosión en los álabes de la turbina por la presencia de humedad, con lo que se reduce el costo de mantenimiento y operación [5], [12].

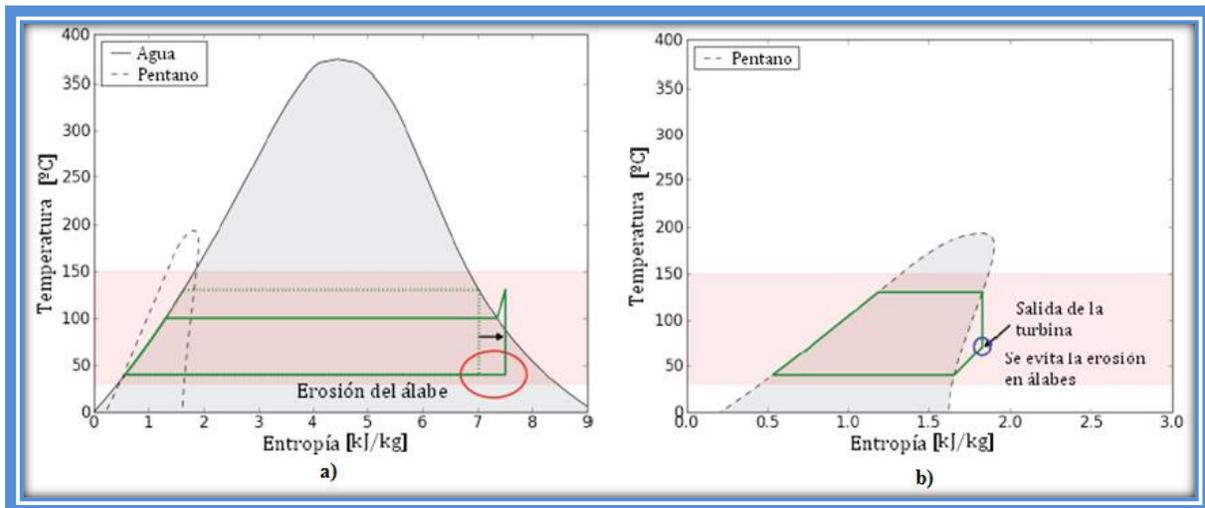


Ilustración 18 Comparación entre un ciclo convencional de vapor y un ciclo Rankine orgánico [12]

Dependiendo del fluido de trabajo y la temperatura de la fuente de calor, un ORC puede trabajar adecuadamente en diferentes aplicaciones, como: energía solar, geotermia, biomasa, calor de rechazo industrial, etc. A continuación se describen más a detalle estas diferentes aplicaciones y sus condiciones de operación.

2.2 Aplicaciones

La aplicación de los ciclos orgánicos ha crecido durante los últimos años a la par de la concientización acerca del cuidado del medio ambiente y por lo tanto, del uso de energías limpias y renovables. Muchos sistemas han sido desarrollados, como se mencionó anteriormente, entre los que destacan la energía solar, geotérmica, biomasa y recuperación de calor industrial rechazado.



Considerando estas aplicaciones, la energía eléctrica total generada a nivel mundial es aproximadamente de 1.3 GW, de los cuales la energía geotérmica es la que más aporta, seguida de la biomasa y la recuperación de calor, dejando a la energía solar solo un pequeño porcentaje [12].

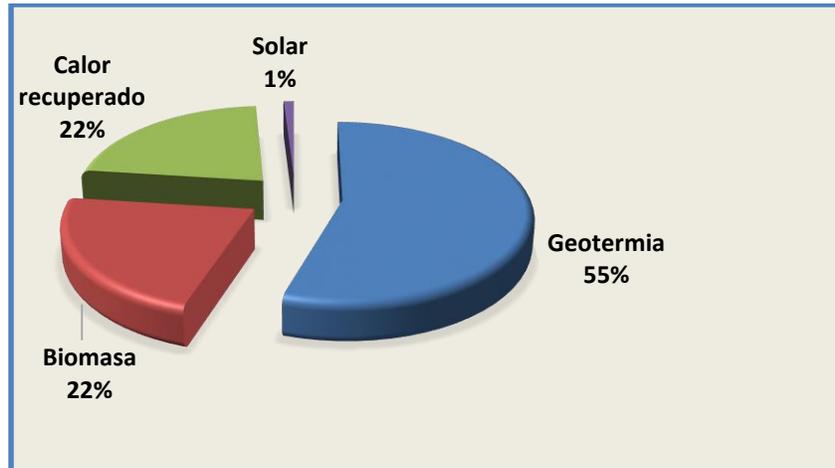


Gráfico 2 Generación de energía eléctrica con ORC [13]

2.2.1 Energía geotérmica

Una de las principales ventajas del uso de la energía geotérmica sobre la solar y la eólica, por ejemplo, es su factor de planta, que puede alcanzar valores de hasta 90% o superiores. Esto se debe a que esta energía está disponible durante todo el día, sin importar las condiciones climáticas y otros factores [14].

El rango de temperaturas de la fuente de energía geotérmica es bastante amplio ya que pueden utilizarse recursos geotérmicos de baja entalpia, desde 90°C hasta recursos a 200°C, temperatura a la cual operan en la actualidad algunos ORC geotérmicos [15].

En yacimientos geotérmicos con temperaturas mayores a 150°C es posible obtener, además de la generación de energía eléctrica, calor que puede ser aprovechado para otros fines. Este calor puede ser recuperado del fluido geotérmico antes de ser reinyectado, el cual se encuentra aproximadamente a 90°C, o del agua que sale del condensador a 60°C aproximadamente. Con esto se aumenta la cantidad de energía que se aprovecha del calor geotérmico, sin afectar la generación eléctrica. Este tipo de sistemas reciben el nombre de CHP (Combined Heat and Power) [15], [16].

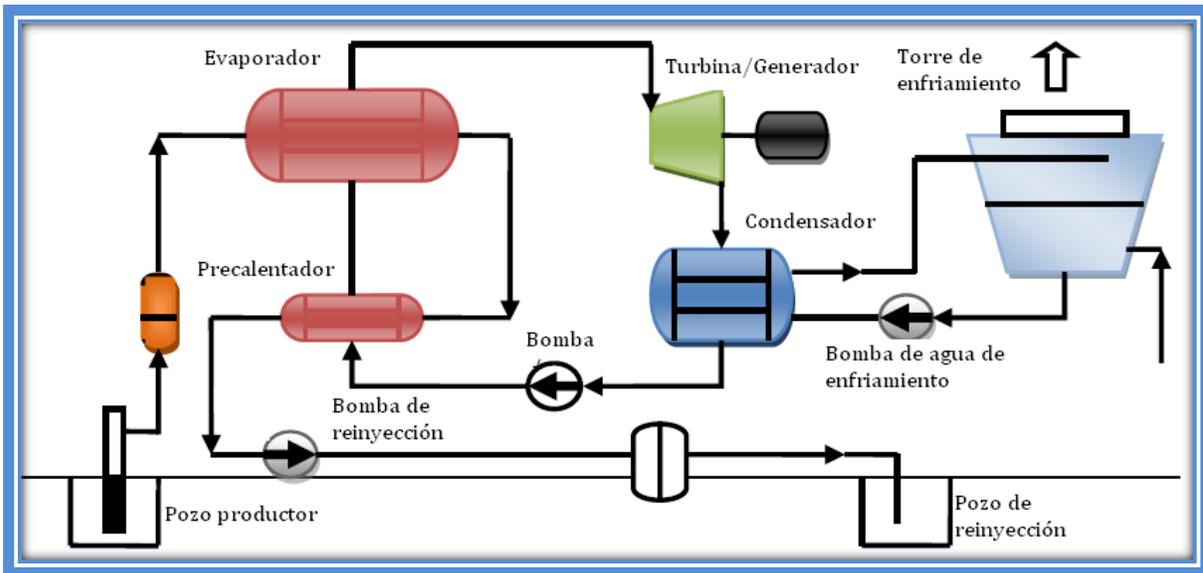


Ilustración 19 Esquema ORC geotérmico [16]

2.2.2 Biomasa

La biomasa es una de las principales fuentes energéticas en todo el mundo. En algunos países en desarrollo la biomasa contribuye en gran medida a la generación local de energía, suministrando entre el 70 y 90% de la demanda nacional [16]. Este recurso, es también adecuado para ser transformado en electricidad y calor, es decir, puede trabajar con sistemas CHP.

Este tipo de sistemas están tomando relevancia en la generación local a pequeña escala, debido a que la cantidad de energía eléctrica generada es pequeña y no justifica el costo de distribución a grandes distancias. Otra razón es que la demanda de calor y electricidad son por lo general locales.

Las plantas de generación con biomasa emplean un calentador de aceite térmico y un ciclo orgánico Rankine, acoplados a través de un circuito cerrado por el que circula el aceite térmico. La biomasa se usa como combustible y es quemada en el calentador del aceite térmico, en un sistema que funciona con técnicas similares a las utilizadas en las calderas de vapor. El aceite térmico usado como medio de transporte de calor, tiene varias ventajas, incluyendo baja presión en el quemador, es insensible a las variaciones en la carga, de fácil manejo y operación. Además de esto, tiene la ventaja de trabajar a bajas temperaturas (menores a 350°C), lo que propicia larga vida útil al aceite térmico. El calor transportado por el aceite es transferido al ORC a través de intercambiadores de calor para poder ser convertido a energía eléctrica. El calor rechazado en la condensación, es aprovechado para calentar agua entre 80 y 120°C y usarse para diversas aplicaciones [15], [16].

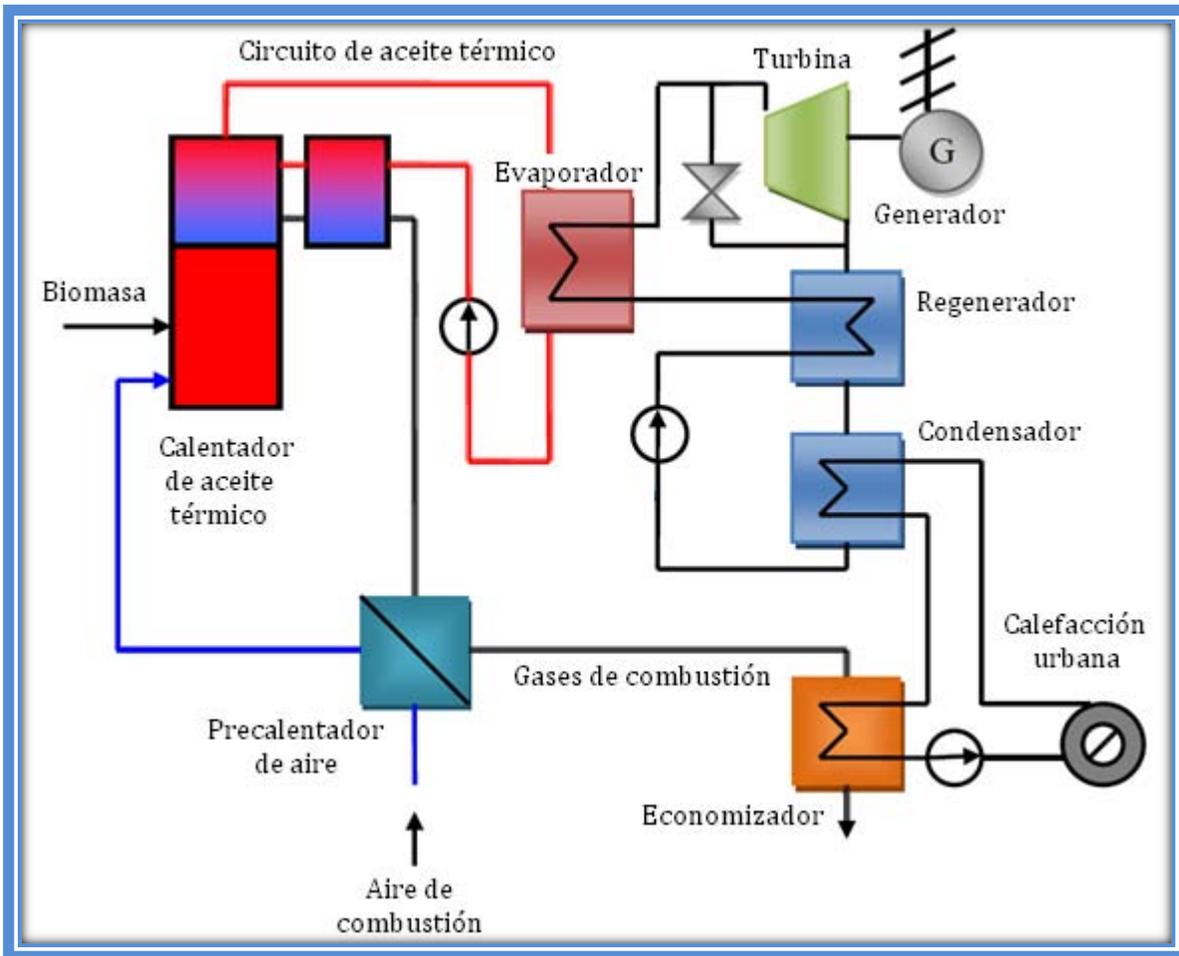


Ilustración 20 Esquema de ORC con biomasa [16]

Las plantas de ORC y CHP con biomasa son una tecnología que se ha establecido con buenos resultados y hoy en día están comercialmente disponibles. El número de plantas instaladas está incrementando rápidamente, ya que su tecnología está madurando con buenos resultados económicos.

2.2.3 Calor industrial rechazado

Diversas aplicaciones en la industria generan calor en diferentes procesos, como quema de combustible o reacciones químicas. Este calor es rechazado hacia el ambiente. Existen diversos estudios que indican que el potencial de recuperación de este calor en las industrias es bastante grande. De hecho, 70% de la energía suministrada a los procesos industriales es liberada hacia el medio ambiente en forma de calor, lo cual contribuye a la contaminación del mismo. Dependiendo del tipo de proceso, es la temperatura de calor rechazado y basándose en ésta es como el calor rechazado es clasificado.



Cuando las temperaturas son elevadas (arriba de 500°C), el calor puede ser recuperado y utilizado en un ciclo de generación con vapor tradicional, como en el caso de los ciclos combinados en donde el calor rechazado por los gases de combustión de una turbina de gas son aprovechados en un ciclo con turbina de vapor. En el caso de que la temperatura del calor rechazado sea media o baja (menor a 370°C), es donde los ciclos orgánicos poseen potencial de aplicación.

Existen dos configuraciones principales de ciclos de recuperación de calor. El primero es muy similar al ciclo ORC con biomasa, en el que existe un circuito intermedio por donde circula un aceite térmico que transporta el calor hacia el sistema del ciclo orgánico. En el segundo, el calor de rechazo industrial es aprovechado por el ORC directamente mediante un intercambiador de calor.

La selección de fluidos orgánicos es también relevante en este tipo de sistemas de ORC, ya que para fuentes de calor de media temperatura se utilizan fluidos con una temperatura crítica más elevada que en los sistemas con fuente de calor de baja temperatura, en los que se utilizan otro tipo de fluidos de trabajo.

2.2.4 Energía solar

La generación de energía eléctrica con energía solar térmica puede ser agrupada en dos categorías: Energía concentrada o no – concentrada. Los sistemas de energía solar concentrada (CSP) se basan, como su nombre lo dice, en reunir la radiación solar en un colector para transferir calor a un fluido y generar vapor o aire caliente para producir energía eléctrica en algún ciclo de generación convencional. Las principales tecnologías de energía concentrada son las de concentración puntual, como el disco parabólico y de receptor central; y las de concentración lineal, como el cilindro parabólico y el receptor Fresnel.

Actualmente, el cilindro parabólico es la tecnología más utilizada para generación eléctrica con ciclo Rankine, aunque se ha encontrado con las mismas limitantes de los sistemas geotérmicos y de biomasa: la necesidad de altas temperaturas, altas presiones y por lo tanto, gran potencia instalada para poder ser rentable. Por estas y las demás razones por las que se desarrollaron los ORC, estos sistemas solares son adecuados para el desarrollo de sistemas de generación eléctrica a baja escala.

El principio de funcionamiento de estos sistemas es similar a los de biomasa en los que se calienta un aceite térmico, entre 300 y 400°C, con la energía absorbida por los concentradores solares, el cual sirve como transporte de calor para ceder su energía al fluido de trabajo del ORC y así generar energía eléctrica [15], [16].

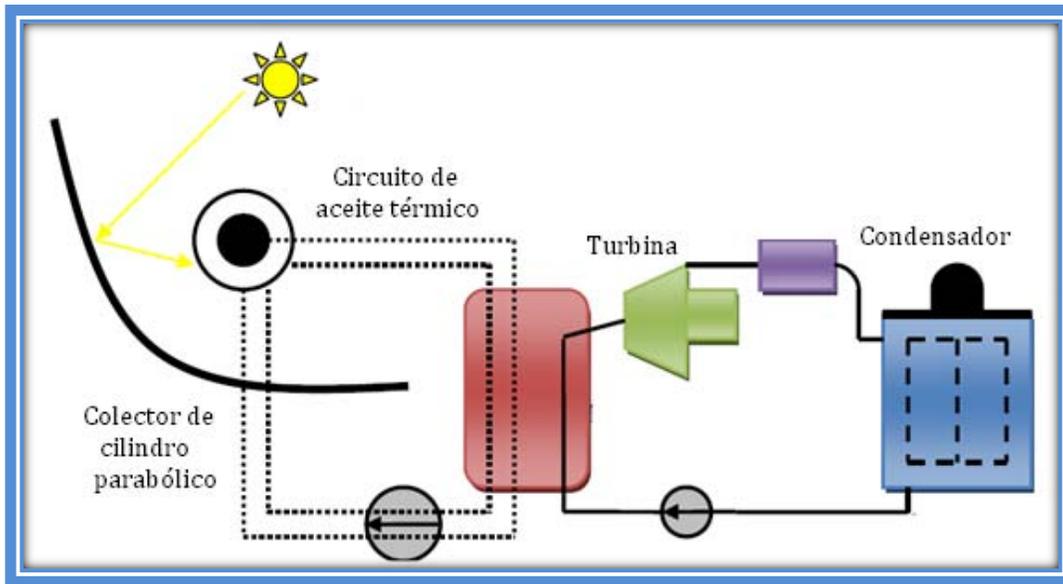


Ilustración 21 Esquema de ORC solar (Cilindro parabólico) [16]

En general, cada una de las fuentes de energía mencionadas se puede encontrar a diferentes temperaturas y su aplicación a los ciclos ORC dependerá también de la tecnología utilizada para aprovechar su energía. Es por esta razón que a continuación se realiza un diagnóstico comercial general de las tecnologías existentes en el mercado, así como sus condiciones de operación y aplicaciones.

2.3 Diagnóstico comercial de los ORC

Actualmente existen diferentes empresas que se dedican a la fabricación de ORC modulares, los cuales pueden ser transportados e instalados más fácilmente en el sitio donde se dispone de la fuente de energía. El desarrollo de los diferentes equipos depende en gran medida de las condiciones de operación y la fuente de calor que estos equipos utilizarán. Por esta razón, existe actualmente una gran variedad de equipos disponibles, de diferentes fabricantes y con diferentes rangos de temperatura de la fuente y potencia generada.

A continuación se realiza una recopilación de las tecnologías disponibles en el mercado, con características similares a las del ciclo Binario de Evaporación Instantánea. También se presentan sus aplicaciones, rango de temperaturas, rango de potencia generada y otras características importantes útiles para comparar los diferentes equipos y realizar una correcta selección para cada aplicación.



Fabricante	Aplicación	Modelo	Rango de Potencia	Temperatura de la Fuente (°C)	Tipo de Expansor
Ormat [17]	Geotermia Biomasa WHR Solar	Ormat Energy Converter (OEC)	200 kW – 20 MW	150 – 300	Turbina axial
Turboden [18]	Geotermia Biomasa WHR Solar	HR Units	200 kW – 15 MW	200 – 300	Turbina axial
Adoratec – Maxxtec [19]	Geotermia Biomasa WHR	AD TF-plus	300kW – 2.4 MW	250 – 300	Turbina
Infinity Turbine [20]	Geotermia WHR	IT10 – IT250	10 kW – 250 kW	80 – 140	Turbina radial
Freepower [21]	Geotermia Biomasa WHR Solar	W2E	85 kW – 120 kW	110 – 270	Turbina
Calnetix [22]	Geotermia WHR Solar	Thermapower	100 kW – 125 kW	110 – 120	Turbina centrífuga
GMK [23]	Geotermia Biomasa WHR	GEOCAL	500 kW – 1.5 MW	90 – 250	Turbina de impulso
Tri-O-Gen [24]	Biomasa WHR	WB – 1 VARIO	60 kW – 165 kW	>350	Turbina
Electratherm [25]	Geotermia Biomasa WHR Solar	Green Machine	35 kW – 110 kW	77 – 116	Expansor de tornillo
Langson Energy [26], [27]	Geotermia WHR Solar	Total Flow Steam Machine	500 kW – 5MW	>202	Expansor de tornillo
Heliex [28], [29]	Geotermia Biomasa WHR Solar	HP 102	50 kW – 75 MW	150 – 300	Expansor de tornillo
Bios [30]	Biomasa	Screw-type Engine	730 kW	255	Expansor de tornillo
Enef tech [31]	Geotermia WHR	Enefcogen Green	5 kW – 30 kW	125 – 150	Expansor scroll

Tabla 3 Principales fabricantes de ORC modulares [32], [13], [33], [34]



Es importante conocer las características de las tecnologías comerciales, ya que esta información puede emplearse para realizar mejoras al ciclo Binario de Evaporación Instantánea, o para determinar el potencial de éste.

2.4 Análisis de las condiciones de operación del ciclo BEI

Para poder comparar el desempeño del ciclo BEI con las tecnologías comerciales actuales es necesario conocer sus condiciones de operación. En primer lugar, es importante mencionar que a diferencia de los ciclos orgánicos, el ciclo BEI utiliza agua como fluido de trabajo con el objetivo de evitar las complicaciones que se tienen al utilizar un fluido orgánico, debidas a sus propiedades físicas y químicas, entre ellas: inflamabilidad, toxicidad, etc.

A continuación se muestra una tabla de las condiciones que se usaron para resolver una hoja de cálculo que muestra el desempeño teórico del ciclo BEI.

Potencia	Temperatura de la fuente	Presión en el expansor
3.2 kW	140 °C	103.8 kPa

Tabla 4 Condiciones de operación del ciclo BEI

Con estas condiciones de operación, y considerando el hecho de que se trabaja con agua, no se alcanzan condiciones de sobrecalentamiento para este fluido. En el siguiente diagrama T-s del ciclo BEI, podemos observar que al inicio del proceso de expansión, el fluido se encuentra en saturación y al final de este proceso se encuentra dentro de la campana de saturación, es decir, se tiene un fluido bifásico.

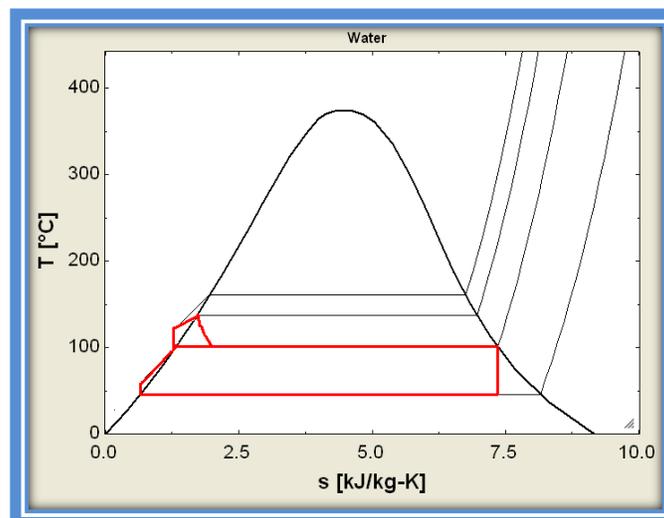


Ilustración 22 Diagrama T-s del ciclo BEI



Como se mencionó anteriormente, cuando la expansión sobrepasa la línea de saturación existe el riesgo de dañar los alabes de la turbina debido al impacto de las gotas de agua en los alabes. Una manera de solucionar este problema es utilizar un fluido orgánico, cuya curva de saturación permita terminar el proceso de expansión en la zona de vapor sobrecalentado, como el caso del pentano, lo cual evita el riesgo de erosión de la turbina.

El uso de un fluido orgánico no es una solución para el ciclo BEI, debido a las desventajas del manejo de este tipo de fluidos por sus propiedades.

Otra posible solución es el uso de un dispositivo de expansión que permita la presencia de fluidos bifásicos. De esta manera, no existe ningún riesgo de dañar el equipo si el proceso de expansión termina dentro de la campana de saturación. Este es el caso de los llamados expansores utilizados por algunos de los fabricantes de ciclos ORC modulares presentados previamente.

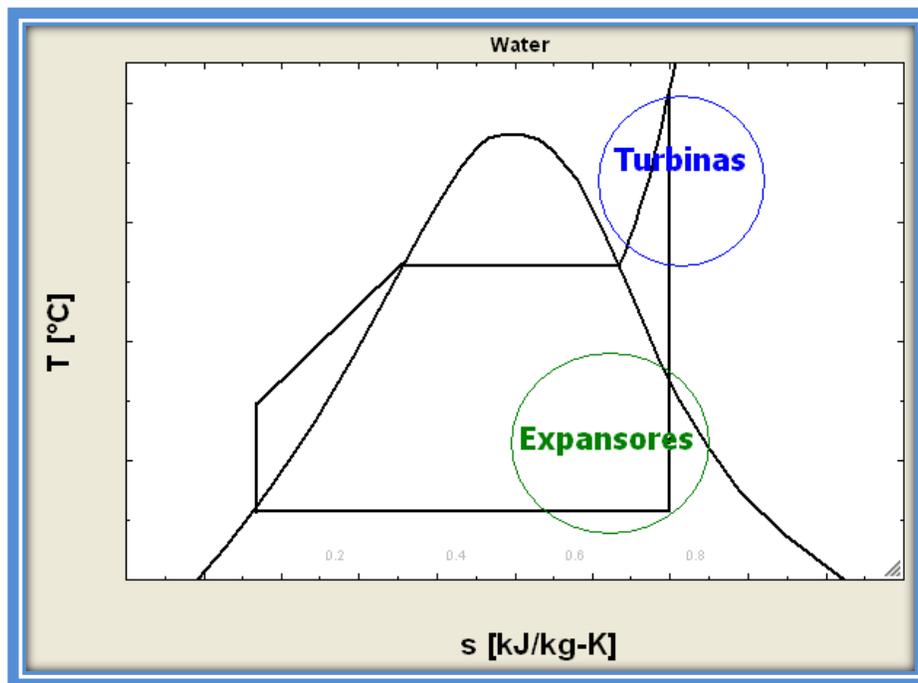


Ilustración 23 Condiciones de aplicación de expansores

El dispositivo de expansión es una característica muy importante, ya que está muy relacionado con las condiciones de operación de los ciclos y dependiendo de éstas, el uso de algún dispositivo puede resultar más adecuado que otro.



3 Estado de arte de los expansores usados en los ORC

El desempeño de los ORC está fuertemente relacionado con el funcionamiento del dispositivo de expansión. Como se mencionó anteriormente, la selección de este dispositivo depende en gran medida de las condiciones de operación del sistema, así como de su tamaño, es decir, del rango de potencia generada.

Existen dos principales tipos de expansores: los turboexpansores, o de velocidad, como las turbinas; y los de desplazamiento, o de volumen, como los expansores de tornillo y los expansores tipo scroll.

En los ORC de baja escala, los expansores de desplazamiento resultan más adecuados que las turbomáquinas, debido a menores velocidades de rotación, mayor relación de presión y menor velocidad de flujo. Además de estas características, los expansores de volumen pueden manejar fluidos bifásicos, que pueden aparecer al final del proceso de expansión bajo ciertas condiciones de operación. Por estas razones, es importante saber bajo qué condiciones es preferible la elección de cierto tipo de expansor [15].

3.1 Expansores Scroll

Estos expansores son máquinas de desplazamiento positivo compuestas por dos perfiles espirales que embonados, uno fijo y el otro teniendo un movimiento orbital. Un espiral está invertido, rotado 180° e insertado dentro de los espacios del segundo espiral. Un acoplamiento especial, llamado Oldham, mantiene el espiral móvil en una posición angular fija, previniendo rotación y permitiendo un movimiento radial en un patrón orbital. La zona de alta presión se encuentra al centro de los espirales y la de baja presión está en la periferia de éstos. El fluido se mueve a través de dos cámaras simétricas que lo transportan conforme el perfil móvil orbita. El fluido se comprime o expande, según el sentido de órbita de este espiral [35].

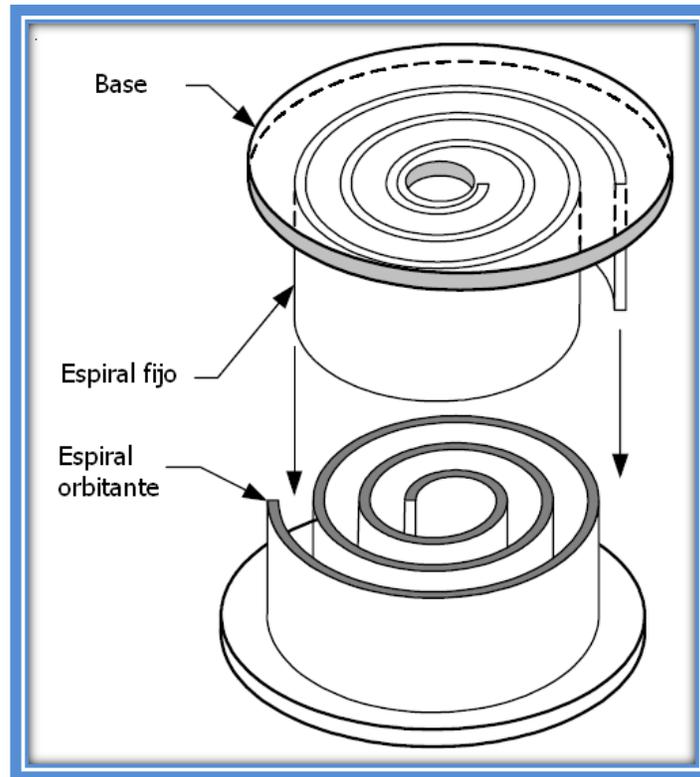


Ilustración 24 Configuración del expansor scroll [36]

La tecnología del Scroll tiene su origen en 1904, cuando el ingeniero francés Léon Creux desarrolló y patentó el primer diseño de un compresor scroll, el cual estaba muy adelantado a su época, ya que aún no se tenía la tecnología adecuada para su manufactura. Fue hasta la década de los 70's que se tuvieron los procesos suficientes para fabricar un prototipo funcional. En 1972 el físico Neils Young retomó la idea del compresor scroll y junto con los trabajos de Arthur D. Little se desarrollaron las bases para el crecimiento de la tecnología scroll.

Su primera aplicación industrial se dio en la década de los 80's en la refrigeración, donde tiene su principal uso hasta la fecha. Desde entonces diversas empresas se han encargado de manufacturarlos, así como de realizar continuas mejoras en el diseño [37], [36].

En el año 1994 tuvo su principal uso como expansor, cuando se probó experimentalmente acoplado a un generador en un ciclo Rankine orgánico que generó 3.5 kW utilizando un refrigerante como fluido de trabajo. A partir de este trabajo se han desarrollado estudios relacionados con el uso de estos dispositivos en sistemas de generación eléctrica de bajo grado [38], [39].

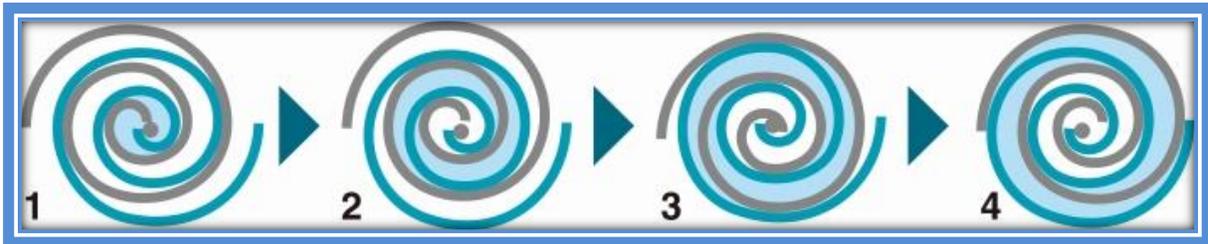


Ilustración 25 Proceso de expansión en dispositivo scroll

3.1.1 Análisis de su funcionamiento

Hasta ahora, el estudio de los dispositivos scroll en modo de expansor ha estado limitado principalmente a trabajos experimentales, en los que diferentes dispositivos se han probado para diferentes fluidos y condiciones de operación, algunos con el objetivo de conocer el rango de potencias que un dispositivo de este tipo puede alcanzar, como es el caso de los primeros experimentos realizados mencionados anteriormente [39]. Otros trabajos han tenido como objetivo determinar cuáles son los principales factores que afectan al funcionamiento del expansor. Por ejemplo, Yanagisawa et al. llevó a cabo estudios experimentales en un expansor scroll de aire libre de aceite lubricante, en los que observó que el desempeño está principalmente influenciado por las pérdidas mecánicas, además de que las pérdidas por fugas resultan significativas a ciertas velocidades de rotación, alcanzando una eficiencia isoentrópica máxima de 60%. Aoun y Clodic [40] probaron este mismo expansor, con la modificación de usar vapor de agua como fluido de trabajo. Estos estudios tuvieron como resultado el reemplazo de los sellos de punta en los bordes de los espirales, lo que brindó una eficiencia isoentrópica máxima de 48%. Otro tipo de estudios experimentales se han realizado, probando el funcionamiento de expansores en distintos sistemas, como ORC, refrigeración, bombas de calor, entre otros.

El análisis teórico de su funcionamiento tiene su origen en los trabajos realizados para modelar el funcionamiento de compresores scroll, principalmente el realizado por Winandy et al., cuyo modelo fue usado por Kane para evaluar un expansor scroll en sistemas ORC. Posteriormente este modelo fue validado por Lemort et al. [41], utilizando vapor de agua como fluido de trabajo.

En trabajos posteriores Lemort et al. [42] desarrollan un modelo que permite contabilizar las diferentes pérdidas que se tienen a lo largo del proceso de expansión, encontrando que el principal factor que afecta a la eficiencia isoentrópica es el índice volumétrico interno (r_v), el cual es un parámetro característico de los expansores volumétricos. Este parámetro está definido por la relación del volumen de la cámara de descarga y el volumen de la cámara de



admisión del expansor. El índice volumétrico interno está directamente relacionado con la relación de presiones interna del equipo (Π). En ciertas ocasiones esta relación de presiones es diferente de la relación de presiones del sistema (r_p), debido a la presencia de irreversibilidades termodinámicas o al uso de una incorrecta presión de suministro, lo que tiene efectos indeseables en el funcionamiento del ciclo.

3.1.1.1 *Perdidas por Sub - y Sobre - expansión*

La sub - expansión ocurre cuando la relación de presiones interna impuesta por el expansor(Π), es menor que la relación de presiones del sistema (r_p). En este caso, la presión en la cámara de expansión en la descarga (P_s) es mayor a la presión de la línea de descarga del sistema (P_D), la cual es por lo general la presión de condensación del ciclo.

Por otro lado, la sobre - expansión se da cuando la relación de presiones interna (P_s) es mayor a la relación de presiones del sistema, es decir, la presión de descarga del expansor es menor que la presión de la línea de descarga [42].

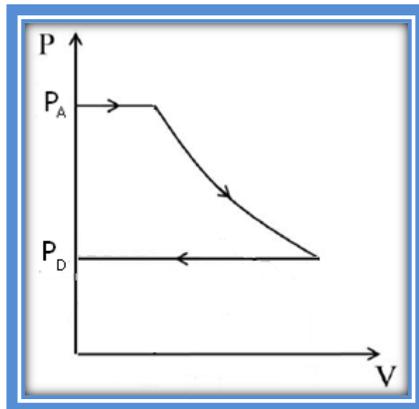


Ilustración 26 Proceso de expansión cuando $P_D = P_s$

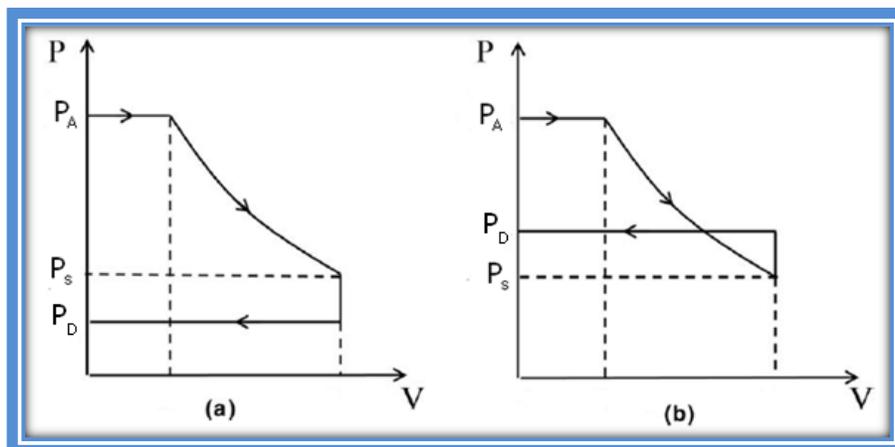


Ilustración 27 (a) Sub - expansión y (b) Sobre - expansión [43]



Es importante destacar que los mejores resultados se obtienen en el caso en que la relación de presiones del sistema (r_p) es igual a la relación de presiones interna del equipo (Π), es decir, que no existen pérdidas por sub – y sobre – expansión.

3.1.2 Modelo del expansor Scroll

El modelo desarrollado por Lemort et al. [42] permite cuantificar las diferentes pérdidas que se presentan en el proceso de expansión e indica también cómo el diseño del expansor puede ser modificado para alcanzar un mejor desempeño. Algunas de las pérdidas que este modelo evalúa son:

- Pérdidas por sub – y sobre – expansión
- Pérdidas por transferencia de calor
- Pérdidas mecánicas
- Pérdidas por fugas
- Pérdidas por caída de presión en la admisión y descarga
- Pérdidas por fugas internas

La validación del modelo se realizó mediante pruebas experimentales de un expansor scroll libre de aceite lubricante, integrado en un ORC que utiliza refrigerante HFCF – 123 como fluido de trabajo y se compararon con parámetros obtenidos con ayuda del modelo. Los resultados indicaron que la máxima desviación entre los valores medidos y los calculados con el modelo fue de 5% en el caso de la potencia generada, con lo que se consideró que el modelo predice de manera adecuada el desempeño del expansor.

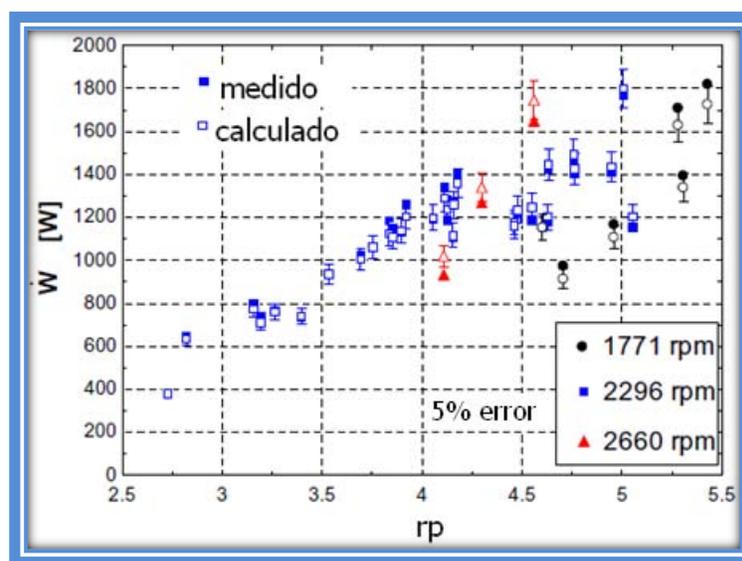


Gráfico 3 Comparación de la potencia medida y calculada [42]



Para tener una percepción del efecto de las diferentes pérdidas se utiliza un diagrama donde se muestra la evolución de la eficiencia isoentrópica en función de la relación de presiones del sistema. En la parte superior del diagrama se muestra la curva que solo considera pérdidas por diferencia entre la relación de presiones interna del equipo y la del sistema, es decir, por sub – y sobre – expansión. Se puede apreciar que si estas relaciones de presión son iguales, la eficiencia isoentrópica alcanza un valor de 1. Esto se debe a que el índice volumétrico interno es el factor que más afecta a la eficiencia isoentrópica. Posteriormente se toman en cuenta una a una las diferentes pérdidas y se obtienen curvas diferentes para cada consideración [42].

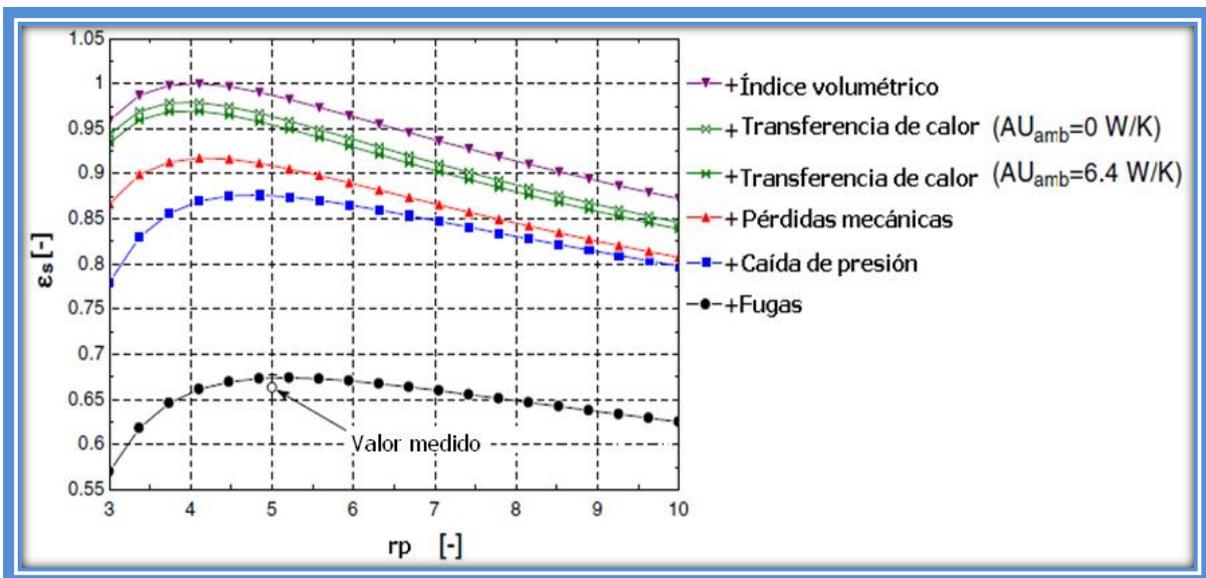


Gráfico 4 Evolución de la eficiencia isoentrópica en función de la relación de presiones del sistema [42]

Como se puede apreciar en la figura, las curvas tienen un perfil muy similar, lo que indica que las diferentes pérdidas limitan la eficiencia isoentrópica en aproximadamente un 70%, pero no afectan al desempeño del sistema. Este valor representa a la eficiencia mecánica del expansor. Considerando lo anterior, se puede obtener un modelo simplificado, constituido por dos pasos [44], [43]:

1. Una expansión isoentrópica desde la presión de admisión hasta la presión isoentrópica impuesta por el índice volumétrico interno del expansor

$$w_1 = h_A - h_s \quad (3.1)$$

2. Una expansión desde la presión impuesta por el índice volumétrico hasta la presión de la línea de descarga

$$w_2 = v_s(P_s - P_D) \quad (3.2)$$



La potencia obtenida está representada por la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{Exp} = \dot{M}(w_1 + w_2)\eta_{Mech} \quad (3.3)$$

Este modelo simplificado es utilizado para evaluar el desempeño de un expansor scroll en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea.

3.2 Expansor de doble tornillo

El expansor de tornillo está compuesto por un par de rotores helicoidales, uno macho y el otro hembra, que embonan entre sí. El espacio entre los rotores y la carcasa que los rodea conforman la cámara de expansión o compresión, ya que dependiendo únicamente del sentido de giro de los rotores el volumen de fluido dentro de la cámara cambia, hasta que finalmente es expulsado del lado contrario al que entró. La energía es transferida entre el fluido y el eje de los rotores debido a la presión que se genera a causa de la presencia del fluido, la cual varía con su volumen [45].

El rotor macho es también llamado conductor, cuyo perfil es convexo y tiene comúnmente cuatro lóbulos, mientras que el rotor hembra está conformado por seis. Debido a esto, el rotor macho gira más rápido que el hembra en una relación de 6/4 o 6/5. Lo anterior depende del diseño de la sección transversal de los rotores, la cual ha sido un tema de investigación y ha ido evolucionando con el objetivo de mejorar su eficiencia mecánica.

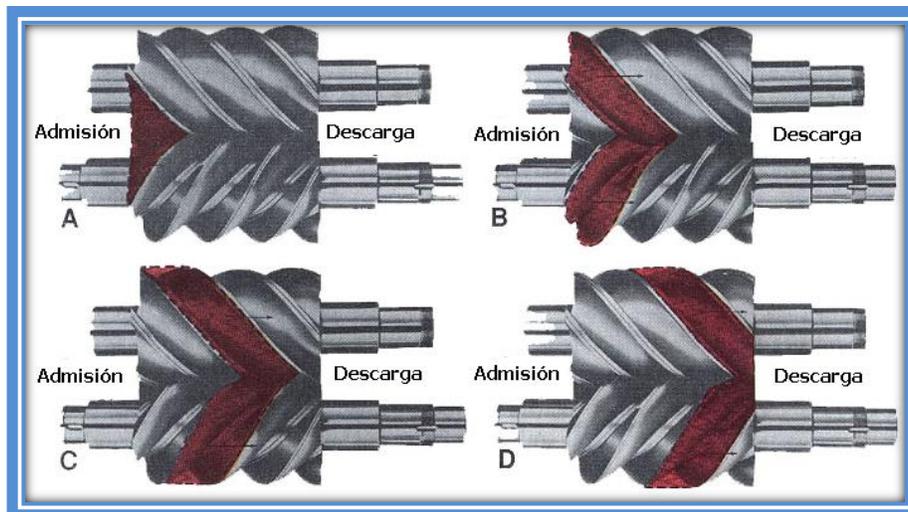


Ilustración 28 Proceso de expansión en un expansor de tornillo



El primer rotor de tornillo fue inventado por el alemán Heinrich Krigar en 1878, pero no tuvo ninguna aplicación industrial en aquel tiempo. El principio de funcionamiento como expansor fue patentado por Alf Lysholm en 1934. Este diseño es la base de los compresores de tornillo en la actualidad. A partir de la década de los 50´s la fabricación de estos equipos tuvo un gran crecimiento, debido a la mejora de los métodos de manufactura, inclusive fue ampliamente comercializado en la industria del aire acondicionado y refrigeración. Los primeros registros que se tienen del uso de esta máquina como expansor datan del mismo periodo de su aplicación en la geotermia, como expansor de vapor en plantas geotermoeléctricas, cuando en el año de 1973 R. Sprankle patentó el uso de estos dispositivos para expandir vapor húmedo o inclusive agua caliente presurizada en sistemas de recuperación de calor o recursos geotérmicos de baja calidad [38], [46].

El uso de los expansores bifásicos tiene su origen a principios de la década de los 70´s cuando se descubrió la abundancia de los sistemas geotérmicos de líquido dominante, además de que el proceso de flasheo para generar vapor seco desde este tipo de yacimientos resulta en pérdidas en el potencial del aprovechamiento del calor disponible. Debido a esto se han realizado diversos estudios con la finalidad de recuperar la potencia entregada por el sistema.

Fue entonces cuando Sprankle patentó el uso de los expansores helicoidales para este tipo de aplicaciones. La temporal crisis de las reservas de combustibles fósiles en aquel tiempo significó un incentivo para la investigación de este dispositivo y otras alternativas para expandir fluidos bifásicos, lo que le dio el nombre de **“sistemas de flujo total”**.

Además de aplicaciones geotermoeléctricas, se ha identificado que procesos de estrangulamiento en grandes plantas de compresión de vapor para aire acondicionado y unidades de bombas de calor, así como en algunos procesos químicos, se pueden hacer más eficientes recuperando energía desde estos sistemas mediante el uso de expansores helicoidales [47].

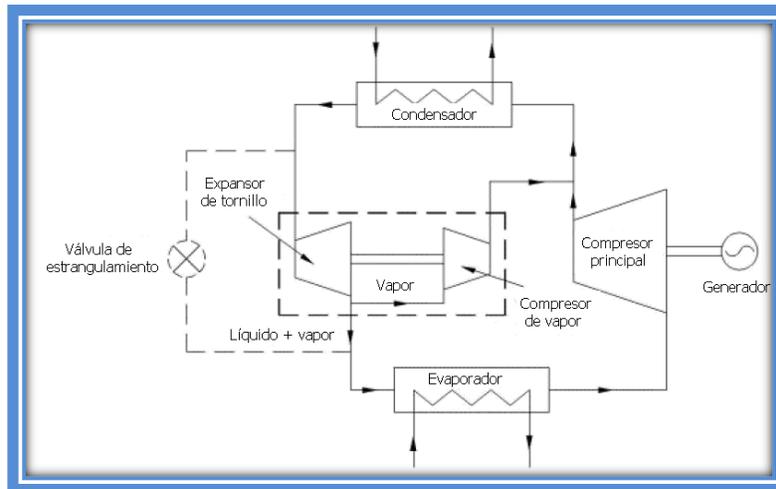


Ilustración 29 Reemplazo de válvula de estrangulamiento por expansor de tornillo en refrigeración [47]

3.2.1 Análisis de su funcionamiento

Entre los primeros trabajos realizados para modelar el proceso de expansión en expansores de tornillo, el más notable fue el realizado en 1978 por Margolis, quien desarrollo un modelo analítico para predecir el desempeño del expansor, aunque no se trató de calcular la potencia generada, ya que el estudio fue dedicado a la mejora del diseño del expansor.

Los primeros resultados obtenidos del de expansores de tornillo trabajando con vapor de agua fueron realizados en el año de 1982 por Steidel et al. aunque solo obtuvo eficiencias isoentrópicas del orden de 50%. La contribución más significativa para el entendimiento del desempeño del expansor viene del trabajo de Kaneko y Hirayama en 1985, quienes llevaron a cabo estudios teóricos y experimentales en donde probaron un expansor de tornillo que funcionaba con aire como fluido de trabajo. El expansor fue probado a diferentes velocidades y flujos. La potencia obtenida estuvo comprendida en el rango entre 2 y 12 kW, con eficiencias isoentrópicas desde 40% a 70%. La importancia de su trabajo fue que obtuvieron satisfactoriamente una comparación entre resultados experimentales y el modelo que ellos desarrollaron.

En 1988 Taniguchi incorporó exitosamente la aplicación de un expansor de tornillo en un sistema de una bomba de calor que utilizaba R12 como fluido de trabajo, reemplazando la válvula de estrangulamiento por el expansor [48], [49].

Uno de los trabajos más importantes fue el de Ng et al. quienes validan su modelo tomando los resultados experimentales obtenidos en trabajos anteriores de Mymcom y Steidel, quienes probaron diferentes expansores que trabajaban con



vapor de agua, con índices volumétricos internos desde 2 a 5.3. El modelo fue evaluado para relaciones de presiones tan altas como 28 [50].

Otros trabajos que se proponen obtener modelos para evaluar el desempeño de expansores de tornillo han sido llevados a cabo principalmente de manera experimental, en los cuales se toman valores medidos y posteriormente se elaboran modelos que son válidos solo en los rangos de presiones evaluados y para ciertos fluidos de trabajo en particular, como en el caso de Avadhanula y Lin [51].

También se han estado realizando trabajos enfocados a la mejora del diseño del perfil de los rotores de los expansores, con el propósito de mejorar el funcionamiento de estos expansores [46], [47].

3.2.2 Modelo del expansor de tornillo

Para evaluar el desempeño de un expansor de tornillo en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea se utiliza el modelo propuesto por Ng et al. [50] el cual está basado en el proceso de expansión en una máquina de desplazamiento positivo, que idealmente se compone de los siguientes pasos:

1. Admisión a presión constante
2. Expansión isoentrópica
3. Descarga a presión constante

En el caso de que la presión de descarga (P_D) no sea igual a la presión de salida del expansor (P_s), se considera un paso más en el que ocurre la mencionada sub – y sobre – expansión.

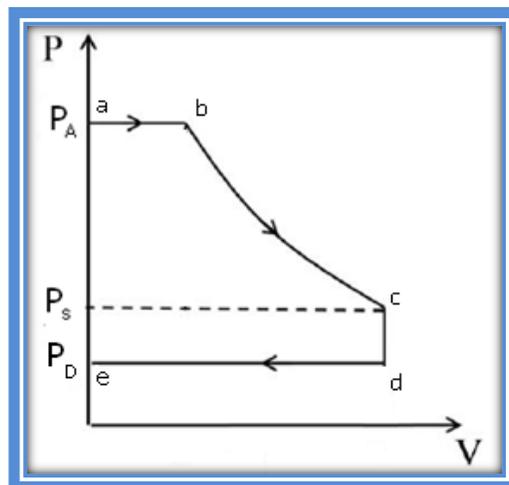


Ilustración 30 Proceso de expansión



La potencia generada correspondiente a cada uno de los pasos está dada por las siguientes expresiones:

1. Admisión:

$$\dot{W}_{ab} = -\dot{m}_1(u_b - h_b) = \dot{m}_1 P_b v_b \quad (3.4)$$

2. Expansión:

$$\dot{W}_{bc} = -\dot{m}_1(u_c - u_b) = \dot{m}_1\{(h_b - h_c) - (P_b v_b - P_c v_c)\} \quad (3.5)$$

3. Sub – expansión:

$$\dot{W}_{cd} = 0 \quad (3.6)$$

4. Descarga:

$$\dot{W}_{de} = -\dot{m}_2(h_d - u_d) = -\dot{m}_2 P_d v_d \quad (3.7)$$

Donde \dot{m}_1 es el flujo que pasa por el expansor y que interviene en la generación de potencia y \dot{m}_2 es la cantidad de fluido que permanece en el expansor durante la descarga. La potencia total entregada se obtiene al sumar individualmente la potencia de cada proceso y después de realizar simplificaciones a la expresión, ésta queda de la siguiente manera:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_1(h_b - h_c) + \dot{m}_1 P_c v_c + \dot{m}_2 P_d v_d \quad (3.8)$$

El proceso de sub – expansión es instantáneo, por lo tanto se puede asumir que:

$$\dot{m}_1 v_c = \dot{m}_2 v_d \quad (3.9)$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación de la potencia total, se obtiene el modelo que evalúa la potencia generada durante todo el proceso de expansión:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_1(h_b - h_c) + \dot{m}_1 v_c (P_c - P_d) \quad (3.10)$$

Para evaluar este modelo, el autor analizó los resultados experimentales de cinco expansores, cuatro de estos obtenidos del trabajo de Mymcom y uno más del



trabajo de Steidel. Los índices volumétricos internos de los expansores son: 2.0, 2.5, 3.5, 5.0 y 5.3, respectivamente. Las pruebas para los primeros cuatro expansores se llevaron a cabo con vapor saturado como fluido de trabajo, mientras que los datos del expansor de Steidel se obtuvieron con vapor con alta calidad. El parámetro que se tomó como principal variable para realizar las pruebas fue la relación de presiones del sistema, la cual alcanza un valor máximo de 28.

Para tener una percepción del desempeño de los equipos, se obtuvo una gráfica en donde se observa el desarrollo de la eficiencia en función de la relación de presiones. Los resultados muestran que para cierto valor de relación de presiones (r_p), existe un valor máximo de eficiencia. Esto ocurre cuando la relación de presiones del sistema es aproximadamente igual a la relación de presiones interna (Π).

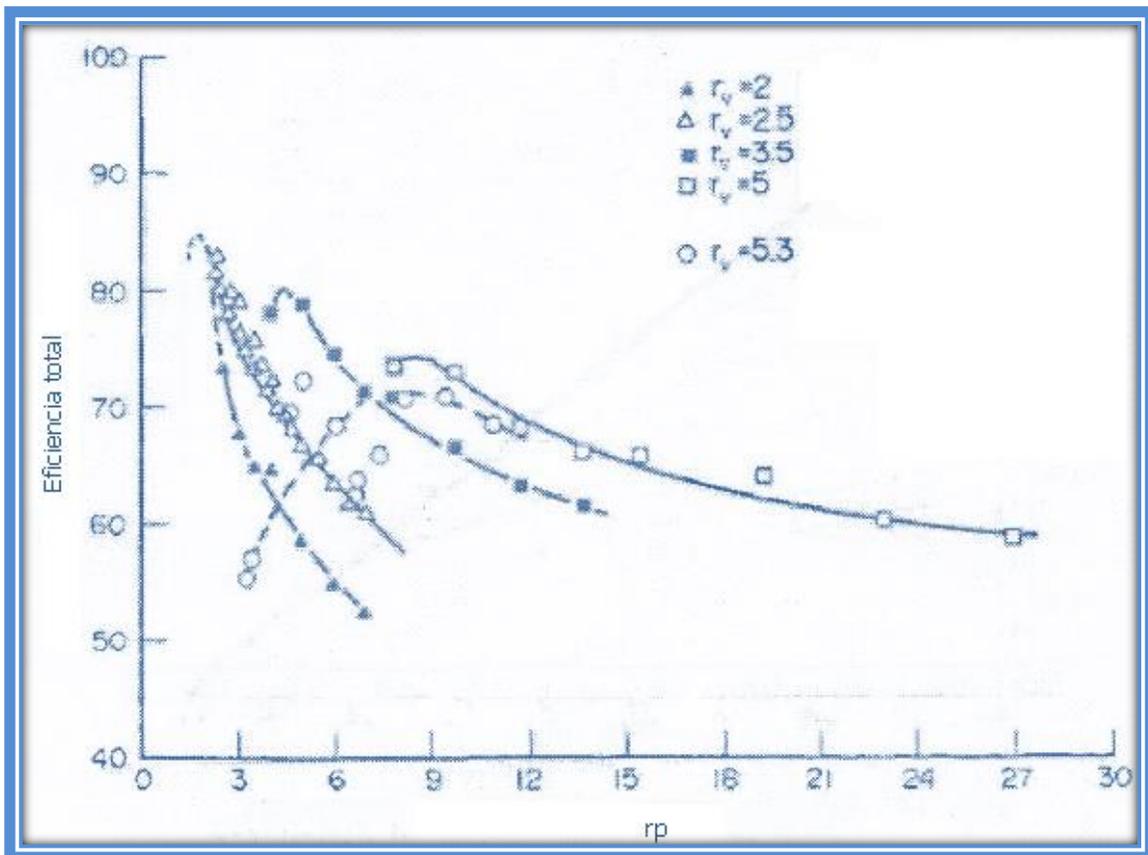


Gráfico 5 Eficiencia de expansores de tornillo [50]

Uno de los resultados relevantes obtenidos por Ng et al. es la caracterización del índice de expansión, considerando en él los efectos de sub – y sobre expansión. Para esto, se define un nuevo término (r_b), que es la relación de presiones a la cual ocurre este proceso.



$$r_b = \frac{P_s}{P_D} = r_p r_v^{-n} \quad (3.11)$$

Donde n es el índice de expansión promedio del fluido. Este valor resulto seguir un patrón lineal a lo largo del proceso, con un valor promedio aproximado de 1.074 obtenido mediante un método gráfico, el cual es muy similar al valor del índice isoentrópico de expansión. La diferencia entre estos índices indica la presencia de irreversibilidades térmicas.

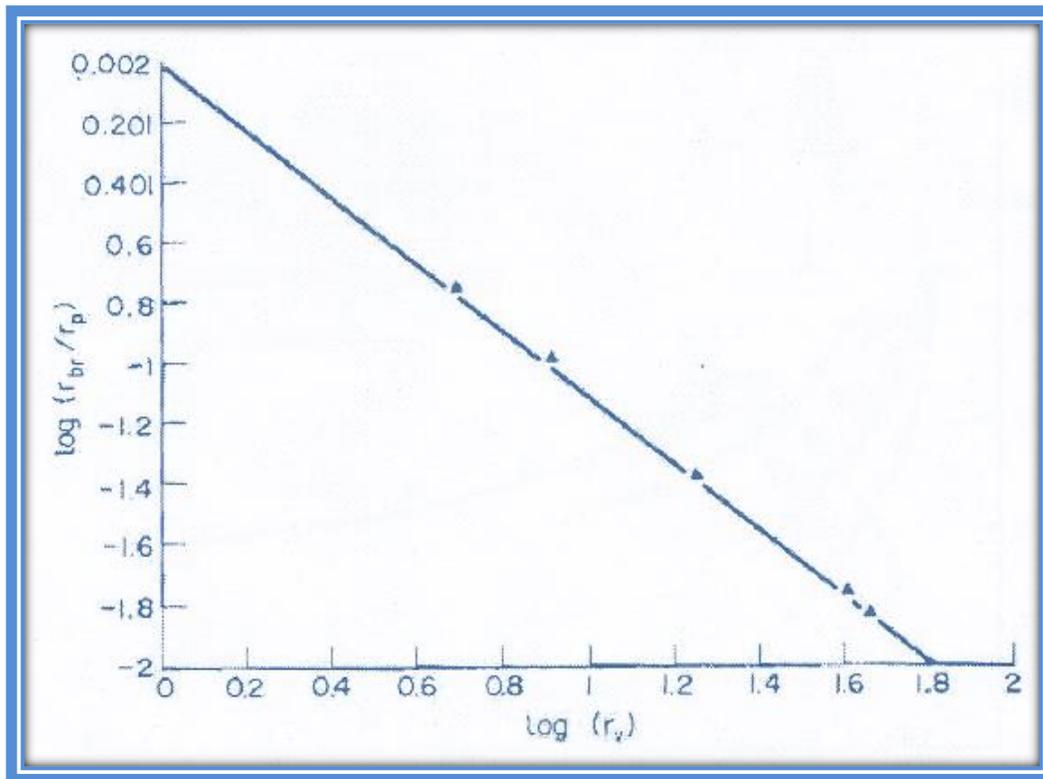


Gráfico 6 Índice de expansión promedio [50]

$$\ln\left(\frac{r_b}{r_p}\right) = -n \ln(r_v) \quad (3.12)$$

El valor del índice de expansión es sumamente importante para predecir el funcionamiento de los expansores, ya que al ser obtenido con valores medidos experimentalmente contempla los diferentes tipos de pérdidas que se pueden presentar durante el proceso de expansión. El hecho de que este índice se aproxime a un valor constante es también de gran importancia, ya que nos dice que independientemente del índice volumétrico interno del expansor, el proceso se desarrolla de la misma manera.



4 Evaluación de los dispositivos de expansión seleccionados para el ciclo Binario de Evaporación Instantánea

Como se mencionó anteriormente, la elección del modelo teórico que estime adecuadamente el funcionamiento de los expansores es fundamental, ya que existen en la literatura diversos modelos obtenidos experimentalmente que tienen como restricciones el fluido de trabajo y las condiciones de operación con los que fueron obtenidos. El uso de estos modelos fuera de sus límites puede arrojar resultados erróneos.

Los modelos seleccionados para evaluar los expansores en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea son adecuados dentro del rango de condiciones de operación de este sistema.

Otro factor de importancia es evaluar ambos expansores bajo las mismas condiciones de operación ya que de esta manera se puede realizar una comparación más adecuada del funcionamiento de éstos.

4.1 Condiciones de operación

Las condiciones de operación en las que se evaluaron los dispositivos se tomaron del análisis teórico del ciclo Binario de Evaporación Instantánea. Los parámetros que variaron para realizar los cálculos se procuró que fueran los mismos que los utilizados para obtener los modelos, con el objetivo de hacer más precisa la predicción.

La principal variable fue la presión de entrada al expansor, la cual es la misma a la presión de salida de la placa de orificio en el ciclo. Al variar esta presión y dejar fijo el valor de la presión de condensación se puede obtener la variación de la relación de presiones, la cual fue la principal variable para validar los modelos de los expansores por sus respectivos autores.

Al cambiar la presión de salida de la placa de orificio, cambian también otros parámetros importantes, además de las propiedades del fluido de trabajo en estas condiciones. Los parámetros más relevantes que cambian al variar esta presión son los siguientes:

- Presión de admisión del expansor
- Índice isoentrópico de expansión



- Relación de presiones del sistema
- Presión a la salida del expansor
- Calidad de la mezcla a la salida de la placa de orificio
- Potencia generada

Por otro lado, algunos de los parámetros del ciclo están fijos, como el caso de la presión de condensación y las condiciones del recurso geotérmico. Los valores de estos parámetros se muestran en la siguiente tabla:

Parámetro	P_D [kPa]	T pozo [°C]	Gasto pozo [kg/s]
Valor	10	140	0.139

Tabla 5 Parámetros fijos del ciclo BEI

Es también muy importante establecer el rango de presiones en el que variará la presión a la salida de la placa de orificio. Este rango fue obtenido experimentalmente en el sistema de generación de vapor del ciclo Binario de Evaporación Instantánea. Esto garantiza que el análisis teórico de los expansores será realizado en el rango de presiones real del sistema, por lo tanto, se obtiene una mejor aproximación a los resultados que se tendrían en la realidad. El rango de presiones es el siguiente:

$$103.8 \leq P_A \leq 321.5 \text{ kPa}$$

Habiendo definido las condiciones de operación en las que se realizará la evaluación teórica de los expansores se puede proceder a los cálculos correspondientes para cada dispositivo.

4.2 Evaluación del expansor scroll

Como se ha estado mencionado, el factor que más afecta el funcionamiento del expansor scroll es el índice volumétrico interno (r_v), por esta razón es importante definir este parámetro para tomarlo como base y comenzar a realizar los cálculos. Para esto, se buscan valores nominales comerciales con el objetivo de adquirir posteriormente el equipo en caso de que el expansor scroll sea el que presente un mejor desempeño en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea. Se toman los valores nominales de dos expansores scroll de la marca Air Squared de 3.5 y 5.26, respectivamente. Posteriormente se calcula, con el índice de expansión isoentrópica, la presión de salida del expansor, es decir, la presión isoentrópica (P_s).



Partiendo de que la relación de presiones del expansor y que el índice volumétrico se relacionan con la ecuación de una expansión isoentrópica:

$$P_A v_A^k = P_S v_S^k \quad (4.1)$$

La presión isoentrópica se puede obtener de la siguiente manera:

$$r_v = \frac{v_S}{v_A} = \left(\frac{P_A}{P_S}\right)^{\frac{1}{k}} \longrightarrow P_S = \frac{P_A}{r_v^k} \quad (4.2)$$

Aplicando esta ecuación a ambos valores de r_v , para el caso en que $P_A = 103.8 \text{ kPa}$ y que el valor del coeficiente de expansión es $k=1.314953$, para esta presión, se obtienen los siguientes resultados:

r_v	P_S [kPa]
3.5	20
5.26	11.7

Tabla 6 Presión isoentrópica obtenida con diferentes expansores scroll

En el capítulo anterior se mencionó que los mejores resultados se obtienen en el caso en que la relación de presiones del sistema y del equipo sea igual. En este caso, al evaluar ambos valores de r_v con el mismo valor de presión de admisión, se busca que la presión de salida del expansor sea lo más parecida a la presión de descarga con valor de 10 kPa. Se observa que el caso en el que $r_v = 5.26$ brinda un valor de P_D más adecuado, por lo tanto se selecciona esta valor nominal para realizar el resto de los cálculos. Es importante también mencionar que este equipo tiene una eficiencia mecánica nominal de 80%, ya que esta afecta directamente a la potencia generada en el modelo a utilizar descrito en el capítulo anterior.

Habiendo definido el índice volumétrico interno y conociendo las presiones de admisión e isoentrópica del expansor, se pueden obtener el resto de las propiedades necesarias para calcular la potencia generada con las ecuaciones (3.1), (3.2) y (3.3). Como ejemplo se toma el caso en que la presión de admisión es 103.8 kPa, donde las propiedades correspondientes a estas condiciones, calculadas con el software Reprop, se muestran en la siguiente tabla:

Propiedad	h_A [kJ/kg]	h_S [kJ/kg]	v_S [m ³ /kg]	P_S [kPa]	P_D [kPa]
Valor	2676.59719	2348.6156	11.3796	11.7	10

Tabla 7 Principales propiedades del ciclo BEI con expansor scroll

Sustituyendo estos valores en la ecuación (3.3) para obtener la potencia generada total, se obtiene el siguiente valor:

$$\dot{W}_T = 2.5188 \text{ [kW]}$$



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

A manera de ejercicio se calculó la relación de presiones interna del equipo (Π) para saber las condiciones en las que se tendría la máxima eficiencia. Al igual que el trabajo realizado por los autores que desarrollaron el modelo, se obtuvo la curva de la eficiencia del equipo en función de la relación de presiones del sistema, para poder realizar una comparación de los cálculos hechos con los resultados obtenidos por ellos. Para ello se ocupa la ecuación (4.2) y recopilando en la siguiente tabla los valores de las variables con los que se realizó este cálculo, el resultado es el siguiente:

Parámetro	P_A [kPa]	P_s [kPa]	r_v	k
Valor	103.8	11.7	5.26	1.314953

Tabla 8 Parámetros para calcular la presión interna del expansor scroll

$$\Pi = \frac{P_A}{P_s} = r_v^k = 8.87$$

La curva de la eficiencia se evaluó en un rango de relación de presiones más amplio que el obtenido experimentalmente en el que el ciclo Binario de Evaporación Instantánea operará, ya que el valor de relación de presiones interno está fuera de este rango.

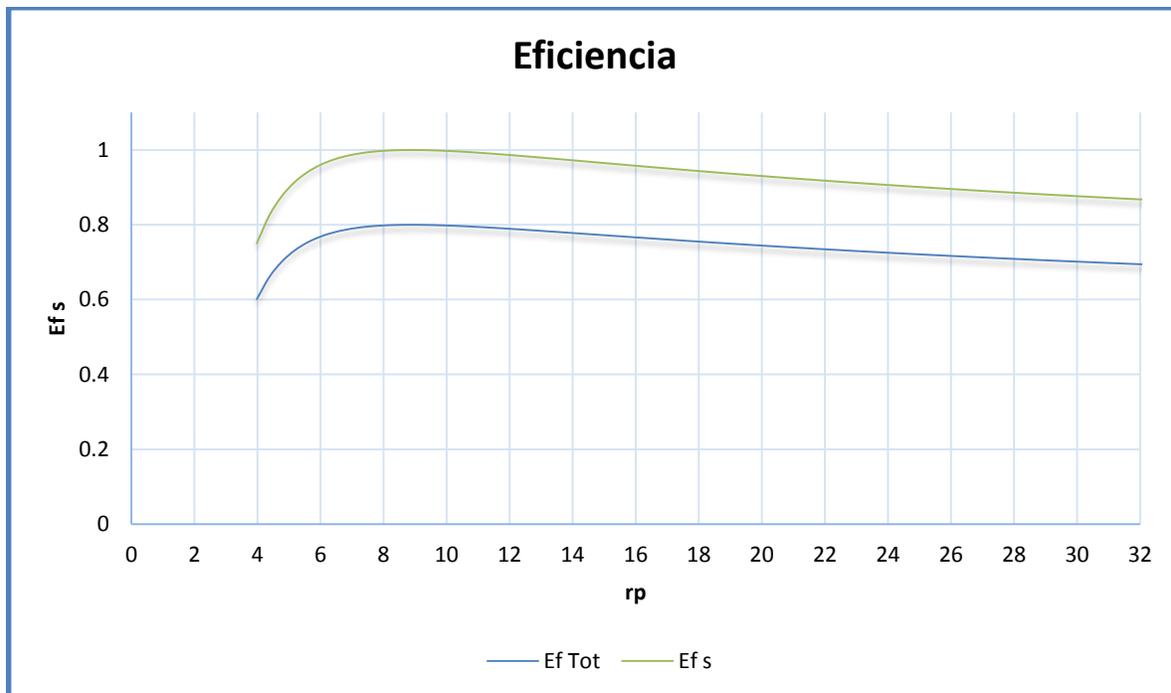


Gráfico 7 Eficiencia del expansor scroll

En la curva superior solo se consideran pérdidas por sub – y sobre – expansión, obteniendo la eficiencia más alta cuando el valor de r_p es similar al valor de Π



calculado. La curva inferior considera los demás tipos de pérdidas, incluidos en la eficiencia mecánica del equipo. Se puede observar también que la máxima eficiencia se obtiene al igual que el caso anterior.

En general, esta curva nos permite darnos cuenta de que el modelo se está usando adecuadamente.

Posteriormente se obtiene la curva de la potencia generada en el rango de presiones en el que el sistema evaluado trabajará. Esta curva está influenciada también por la eficiencia mecánica del equipo.

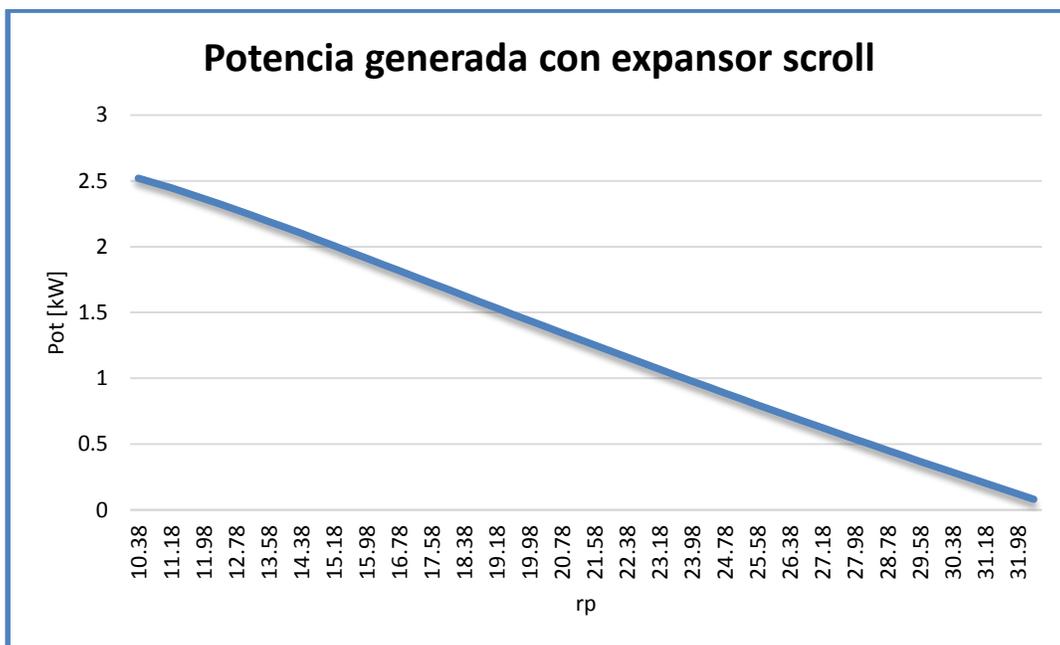


Gráfico 8 Potencia generada con expansor scroll

Se puede observar que la mayor potencia generada se obtiene con la menor relación de presiones, es decir, con la menor presión de admisión al expansor. Esto se debe a que ésta es la presión de salida de la placa de orificio y al ser la menor de las obtenidas experimentalmente, se genera la mayor cantidad de gasto másico de vapor, el cual es el que pasa por el expansor.

4.3 Evaluación del expansor de tornillo

Al igual que en la evaluación del expansor scroll, se debe de definir inicialmente el índice volumétrico interno del equipo. En este caso se toman dos valores nominales de los expansores probados experimentalmente cuyos resultados se



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

utilizaron para desarrollar el modelo que se utilizará para evaluar este expansor dentro del ciclo Binario de Evaporación Instantánea.

Para esto, se utiliza de igual manera la ecuación 4.2 para conocer la presión a la salida del expansor (P_s), también cuando $P_A = 103.8 \text{ kPa}$, pero en este caso el valor del índice de expansión es de $k=1.074$, ya que este valor fue obtenido experimentalmente por los autores del modelo. Los valores calculados de P_s son los siguientes:

r_v	$P_s \text{ [kPa]}$
5	18.429
5.3	17.311

Tabla 9 Presión isoentrópica obtenida con diferentes expansores de tornillo

Por las razones expuestas anteriormente, se busca que esta presión sea lo más parecida a la presión de descarga, por lo tanto se elige el valor de $r_p = 5.3$. Una vez que se definieron estos valores se puede calcular la potencia generada de manera similar que en el caso del expansor scroll, utilizando (3.10), considerando que las propiedades del fluido cambian también debido al cambio de la presión P_s . Las propiedades necesarias para el cálculo de la potencia, así como el resultado de este cálculo se muestran a continuación:

Propiedad	$h_A \text{ [kJ/kg]}$	$h_s \text{ [kJ/kg]}$	$v_s \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$P_s \text{ [kPa]}$	$P_D \text{ [kPa]}$
Valor	2676.59719	2401.8617	8.0114	17.311	10

Tabla 10 Principales propiedades del ciclo BEI con expansor de tornillo

$$W_T = 3.0215 \text{ [kW]}$$

La curva de potencia generada evaluada en el rango de relación de presiones obtenida experimentalmente es la siguiente:

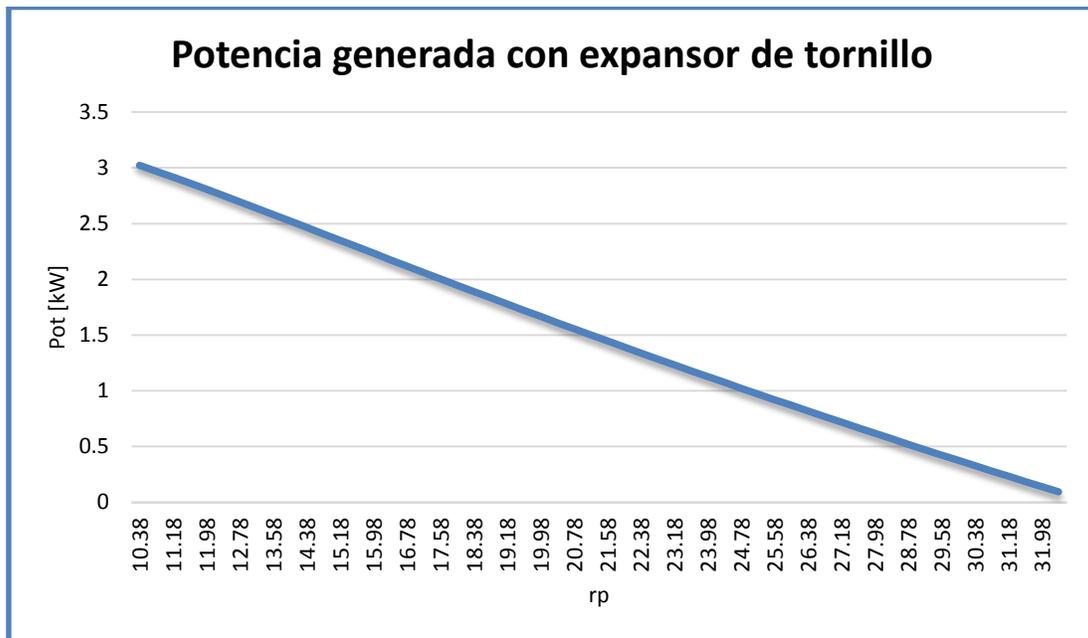


Gráfico 9 Potencia generada con expansor de tornillo

En este caso, la eficiencia mecánica del equipo está implícita en el coeficiente de expansión, ya que este se determinó experimentalmente y considera los diferentes tipos de pérdidas que afectan a la potencia entregada por los equipos probados.

4.4 Evaluación de una turbina de vapor

Por último, se evalúa el desempeño de una turbina de vapor convencional con el objetivo de comparar el funcionamiento de los expansores de desplazamiento positivo con el de un turboexpansor. En este caso la eficiencia de la turbina está expresada por la relación entre la diferencia de entalpías real y la isoentrópica, como se muestra en la ecuación (4.3), y la potencia generada se obtiene al multiplicar la diferencia de entalpías real por el gasto másico, como lo muestra la ecuación 4.4.

$$\eta_{Turb} = \frac{h_A - h_R}{h_A - h_S} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_A - h_R) \quad (4.4)$$

Realizando estas consideraciones, se obtiene la curva de la potencia generada en el mismo rango de relación de presiones en el que se evaluaron los expansores de desplazamiento positivo.

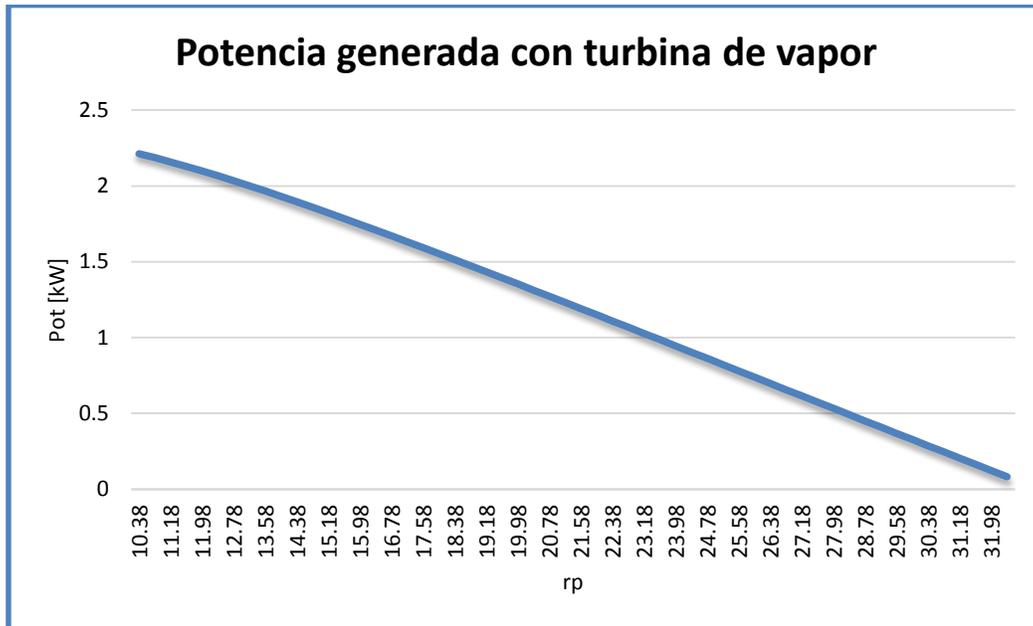


Gráfico 10 Potencia generada con turbina de vapor

4.5 Comparación del desempeño de los expansores

Por último se compara el funcionamiento de los expansores evaluados, con ayuda de las gráficas de potencia generada dentro del rango definido. El evaluar los diferentes expansores dentro del mismo rango de ración de presiones y en las mismas condiciones de operación permite realizar una comparación más aproximada al desempeño real de los expansores en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea.

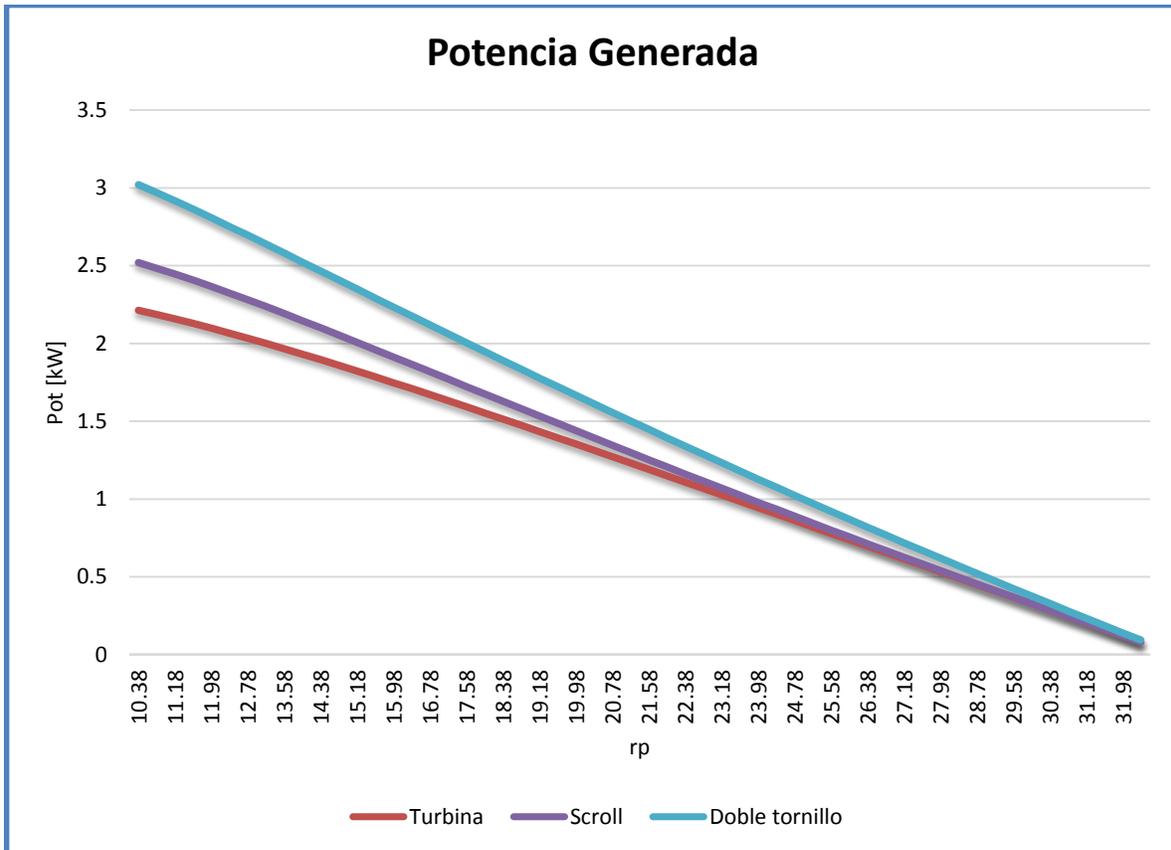


Gráfico 11 Comparación de la potencia generada por los expansores

En la gráfica se puede observar que el expansor que genera más potencia en este rango es el expansor de doble tornillo. Se puede apreciar también que cuando la relación de presiones es menor, la potencia generada tiene su máximo debido a que, como se mencionó anteriormente, cuando la presión de admisión del expansor es menor, se genera más flujo de vapor a través de éste.



5 Selección del dispositivo de expansión

En el capítulo anterior se demostró que teóricamente el expansor de tornillo generaría mayor potencia al trabajar bajo las condiciones de operación del ciclo Binario de Evaporación Instantánea. En este capítulo se analizará la factibilidad técnica de la aplicación de este dispositivo físicamente en relación con sus características físicas.

El factor de mayor importancia para la selección del dispositivo de expansión ya ha sido comentado anteriormente, el cual es el índice volumétrico interno. Éste ya ha sido seleccionado en el capítulo anterior considerando que la presión isoentrópica de salida del equipo sea lo más parecida a la presión de descarga del sistema. El siguiente factor a considerar es el volumen desplazado en modo expansor, el cual debe ser elegido con el fin de encajar con el flujo volumétrico a la salida del evaporador. En el caso del ciclo Binario de Evaporación Instantánea, este flujo es el flujo de vapor a la salida del separador de flujos, el cual tiene un valor de $14.829 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ($0.88974 \text{ m}^3/\text{min}$), a una presión de 103.8 kPa.

Debido a que el ciclo Binario de Evaporación Instantánea trabaja con bajas presiones, el gasto volumétrico es alto en comparación al flujo que manejan los equipos comerciales que trabajan con presiones mayores. Por esta razón es importante considerar las características físicas de los equipos evaluados para realizar una mejor selección.

5.1 Factibilidad de la adaptación del expansor scroll

En el caso del expansor scroll se evaluó un dispositivo de la marca Air Squared, cuyos parámetros nominales se muestran a continuación:

Parámetro	Valor
Índice volumétrico interno	5.26
Volumen desplazado	$1.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$
Velocidad máxima	3600 rpm
Presión de entrada máxima	10 bar
Temperatura de entrada máxima	175 °C

Tabla 11 Datos del expansor scroll

El flujo volumétrico se obtiene del producto del volumen desplazado y de la velocidad de rotación del dispositivo, lo cual se expresa de la siguiente manera:



$$\dot{V} = V_N N \quad (5.1)$$

Al realizar este cálculo se obtiene un valor de $9.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Se puede observar que el flujo volumétrico de entrada de este dispositivo es menor al que se tiene con las condiciones del ciclo en las que se genera mayor potencia, es decir, a una presión de entrada al expansor de 135.8 kPa. Para saber cuál es la presión que se requiere en la entrada del expansor para que se obtenga este flujo, se puede utilizar una hoja de cálculo hecha con el software Refprop en el que se evalúa la variación de las propiedades del ciclo al variar la presión de salida de la placa de orificio dentro del rango mencionado anteriormente. Al ubicar dentro del rango de gasto volumétrico de entrada al expansor el valor de flujo del dispositivo, se encuentra que el valor de presión correspondiente es de aproximadamente 155.8 kPa. Las condiciones del ciclo de mayor importancia cuando la presión de entrada toma este valor se muestran en la siguiente tabla:

Parámetro	P_A [kPa]	P_D [kPa]	Calidad [%]	Flujo volumétrico [m^3/s]	Pot [kW]
Valor	135.8	10	5.45	9.3×10^{-3}	2.19

Tabla 12 Resultados obtenidos al utilizar un expansor scroll

Esto significa que si se utiliza el dispositivo scroll operando a esta presión, se obtendrían 2.19 kW de potencia. También se puede mencionar que esta es la presión en la que se obtendría mayor cantidad de vapor, por lo tanto la potencia es la máxima. Es importante realizar este análisis ya que la potencia máxima observada en la evaluación del capítulo anterior está fuera de rango en la realidad para el dispositivo seleccionado.

5.2 Factibilidad de la adaptación de del expansor de tornillo

Para evaluar la adaptabilidad de un expansor de tornillo se tomaron los datos nominales del expansor usado por Steidel [52] y por K. Brown [53]. Los parámetros de este equipo se muestran en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
Índice volumétrico interno	5.3
Volumen desplazado	$2.2597 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}$
Velocidad máxima	9000 rpm
Presión de entrada máxima	17.24 bar
Temperatura de entrada máxima	260 °C

Tabla 13 Datos del expansor de tornillo



El flujo volumétrico se obtiene de manera similar que en el expansor scroll. En este caso, éste tiene un valor de $33.8955 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, considerando una velocidad de rotación máxima. Este valor de flujo es mayor al flujo de vapor a la salida del separador de flujo en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea. Este flujo se puede regular y hacer que tome un valor igual al requerido modificando la velocidad de rotación del expansor mediante un freno instalado en el eje transmisor, el cual está instalado también con motivos de seguridad [52]. Para determinar la velocidad de rotación a la que se tendría el flujo deseado se puede utilizar la ecuación (5.1):

$$N = \frac{\dot{V}}{V_N} = \frac{0.88974 \text{ m}^3/\text{min}}{2.2597 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rev}} = 3937.43 \text{ rev}/\text{min}$$

Si se tiene un expansor de tornillo trabajando bajo estas condiciones se tiene la mayor potencia generada posible, ya que el flujo deseado se tiene a la menor presión de salida de la placa de orificio dentro del rango obtenido experimentalmente. En la siguiente tabla se resumen estas condiciones de operación más relevantes, así como la potencia generada.

Parámetro	P_A [kPa]	P_D [kPa]	Calidad [%]	Flujo volumétrico [m ³ /s]	W [kW]
Valor	103.8	10	6.85	14.829×10^{-3}	3.02

Tabla 14 Resultados obtenidos al utilizar un expansor de tornillo

A diferencia del caso anterior, con el expansor de tornillo se tiene la posibilidad de operar a la presión dentro del rango experimental en la que se genera mayor cantidad de vapor y por lo tanto, generar mayor potencia.

5.3 Comparación y selección final

Para realizar la selección del expansor que mejor se desempeña teóricamente dentro del ciclo Binario de Evaporación Instantánea se comparan las condiciones en las que cada expansor genera más potencia. En la siguiente tabla se muestra una recopilación de las condiciones vistas en las secciones anteriores para cada expansor, con el fin de tener una mejor visualización al realizar la comparación.



Expansor	P_A [kPa]	P_D [kPa]	Calidad [%]	Flujo volumétrico [m³/s]	W [kW]
Scroll	135.8	10	5.45	9.2×10^{-3}	2.19
Tornillo	103.8	10	6.85	14.829×10^{-3}	3.02

Tabla 15 Comparación de condiciones de los expansores

Al definir las condiciones del ciclo en el capítulo anterior se mencionó que la presión de condensación es igual a 10 kPa, por lo tanto este valor es el mismo en ambos casos. Se puede ver que la presión de operación del expansor scroll es mayor a la del expansor de tornillo. Se comentó también anteriormente que esta presión es la de salida de la placa de orificio y al ser ésta menor, la cantidad de vapor generado es mayor. Esto se ve reflejado en la calidad, que está estrechamente relacionada con la cantidad de vapor obtenida en el proceso de evaporación instantánea en la placa orificio.

Al generarse mayor cantidad de vapor se requiere un equipo que pueda admitir esta cantidad de volumen. El expansor scroll está limitado en este sentido, ya que el volumen que admite el equipo evaluado es menor al que se obtiene en estas condiciones. La potencia generada está relacionada fuertemente al gasto másico de vapor que entra al dispositivo de expansión. Por estas razones, la potencia generada con el expansor scroll está limitada por la cantidad de volumen que puede admitir.

El flujo volumétrico máximo que puede admitir el dispositivo de tornillo es mayor al que se tiene en el sistema considerado. Es factible moderar este flujo para obtener el requerido controlando la velocidad de rotación del expansor.

Aún cuando el expansor scroll trabajara bajo las condiciones del dispositivo de tornillo, éste último generaría mayor potencia, según los modelos desarrollados para ambos expansores.

Realizando todas estas consideraciones, el expansor de tornillo es el que mejor se adapta teóricamente a las condiciones de operación del ciclo Binario de Evaporación Instantánea.



6 Conclusiones

6.1 Conclusiones generales

Al realizar un análisis de las propiedades del fluido de trabajo utilizado en el CBEI, bajo las condiciones de operación en la que trabajaba, se encontró que éste se encuentra en condiciones de saturación, lo que llevó a la búsqueda de alternativas para obtener el máximo aprovechamiento de la energía disponible, la cual proviene de un recurso geotérmico de media entalpía.

El estudio de ciclos de generación eléctrica que trabajen en condiciones similares condujo al estudio de ciclos Rankine orgánicos, con el objetivo de encontrar en ellos las alternativas necesarias para realizar mejoras al CBEI.

El diagnóstico comercial de los ORC brindó dos alternativas, de las cuales se rechazó el uso de un fluido orgánico debido a las complicaciones inherentes a su manejo. El uso de un expansor como alternativa a una turbina fue la opción que se determinó, y como resultado del diagnóstico comercial se consideró el uso de dos tipos de expansores de desplazamiento positivo.

A partir de esta preselección se buscaron modelos termodinámicos que permitieran evaluar el desempeño de los expansores de manera teórica. Esta búsqueda, así como la elección del modelo a utilizar fue fundamental para realizar el análisis de manera adecuada y obtener resultados confiables.

Los modelos fueron evaluados en un rango de presiones obtenido experimentalmente, de 103.8 a 321.5 kPa, lo que permite obtener resultados más cercanos a la realidad. A partir de la aplicación de los modelos teóricos, el expansor de tornillo resultó ser el más adecuado termodinámicamente, generando mayor potencia a lo largo de todo el rango de presiones evaluado. El valor máximo alcanzado en este rango fue de 3.0215 kW, el cual se obtiene a la presión de entrada al expansor de 103.8 kPa.

Se consideraron también las características físicas de equipos comerciales y su adaptación a las condiciones del ciclo Binario de Evaporación instantánea, tomando en cuenta principalmente que el expansor seleccionado cubriera los requerimientos de flujo volumétrico del ciclo. En este caso el dispositivo de tornillo resultó también más adecuado que el expansor scroll, debido a que éste puede admitir un flujo volumétrico igual al flujo de vapor a la salida del separador de flujos del CBEI, con



un valor de $14.829 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. este no es el caso del expansor scroll, ya que el flujo máximo de entrada a este dispositivo es de $9.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

Considerando lo anterior se selecciona el expansor de doble tornillo helicoidal como el más adecuado para desempeñarse en el ciclo Binario de Evaporación Instantánea.

Es importante mencionar que deben también ser considerandos factores de costos de mantenimiento y operación. Este factor es difícil evaluar ya que a pesar de que el uso de expansores de tornillo es una tecnología madura, la aplicación y desarrollo de expansores scroll es aún un tema de investigación y el análisis tiempo de vida, mantenimiento y costos de operación no ha sido desarrollado. Debido a esto, no se puede realizar una comparación de los costos inherentes al funcionamiento de los equipos.

6.2 Trabajo futuro

Teniendo los resultados teóricos, el siguiente paso es cotizar equipos que cumplan con las especificaciones de los equipos evaluados en este trabajo, ya que de cambiar los parámetros nominales, los resultados serían distintos.

Con el objetivo de realizar una selección más confiable se debe indagar en el campo de los costos asociados al uso de estos expansores, es decir, contemplar costos de operación y mantenimiento.

Por último se pretende adquirir el equipo seleccionado y realizar pruebas para comprobar que la predicción dada por los modelos utilizados es correcta y que los resultados teóricos concuerdan con los obtenidos en la realidad.



Bibliografía

- [1] R. M. Prol - Ledesma, El Calor de la Tierra, México, D.F.: Fondo de Cultura Económica, 1999.
- [2] G. Llopis Trillo y V. Rodrigo Angulo, Guía de la Energía Geotérmica, Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid.
- [3] V. Torres Rodríguez et al, Geotermia en México, México, D.F.: Universidad Nacional Autónoma de México, 1993.
- [4] C. H. Armstead, «Energía Geotérmica,» LIMUSA, 1989.
- [5] G. Hiriart Le Bert, «Tecnologías de Punta y Costos Asociados para Generación Distribuida, Autoabastecimiento y Cogeneración con Recursos Geotérmicos en México,» Energy Sector Management Assistance Program, 2011.
- [6] J. L. Qujano León, Manual de Geotermia, 2007.
- [7] «Asociación Geotérmica Mexicana,» [En línea].
- [8] C. A. Ordaz Méndez, M. Flores Armenta y G. Ramírez Silva, «Potencial geotérmico de la República Mexicana,» *Geotermia*, vol. 24, nº 1, pp. 50-58, 2011.
- [9] O. García Jaimes, Los recursos geotérmicos de baja entalpía: Una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar. Tesis, México, D.F., 2008.
- [10] E. F. Rodríguez Zárate, Propuesta de diseño de un intercambiador de calor de placas para el ciclo PWG. Tesis, México, D.F., 2013.
- [11] J. Hernández García, Diseño del rotor de una turbina de altas revoluciones acopladas a un ciclo de generación eléctrica. Tesis, México, D.F., 2012.
- [12] A. Rettig et al, «Application of organic Rankine cycles (ORC),» de *World Engineer's Convention*, Ginebra, 2011.
- [13] T. Ho, S. Mao y R. Greif, «Thermal Efficiency from Organic Flash Cycle Market Assesment Report,» Lawrence Berkley National Laboratory, California, 2012.
- [14] M. Lukawski, Design and optimization of standarized organic Rankine cycle power plant for European conditions. M.S. thesis, Iceland, 2009.
- [15] S. Quoilin y V. Lemort, «Technological and economical suvey of Organic Rankine Cycle



Systems,» de *5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry*,
Algavre, Portugal, 2009.

- [16] B. Fankam Tchanche, *Low - grade heat conversion into power using small scale Organic Rankine Cycles*, Athens, 2010.
- [17] «Ormat,» 2014. [En línea]. Available: www.ormat.com/. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [18] «Turboden,» 2014. [En línea]. Available: www.turboden.eu. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [19] «Adoratec,» [En línea]. Available: www.adoratec.com. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [20] «Infinity Turbine,» [En línea]. Available: www.infinityturbine.com. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [21] «Freepower,» 2012. [En línea]. Available: www.freepower.co.uk. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [22] «Calnetix,» 2014. [En línea]. Available: www.calnetix.com. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [23] «GMK Clean Energy Efficiency,» [En línea]. Available: www.gmk.info. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [24] «Triogen,» [En línea]. Available: <http://www.triogen.nl/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [25] «Electratherm,» 2014. [En línea]. Available: <http://electratherm.com/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [26] «Rattler: Energy Corporation,» 2011. [En línea]. Available: <http://www.rattlerenergy.com/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [27] «Langson Energy,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.langsonenergy.com/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [28] «Heliex Power,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.heliexpower.com/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [29] «Zebec: Creating Vital Energy,» 2014. [En línea]. Available: <http://www.zebecenergy.co.uk/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [30] «Bios: Bioenergiesysteme,» [En línea]. Available: <http://www.bios-bioenergy.at/>. [Último acceso: 31 Julio 2014].



- [31] «Enef tech,» 2011. [En línea]. Available: <http://www.eneftech.com/en/home.php>. [Último acceso: 31 Julio 2014].
- [32] P. Arvay, M. R. Muller, V. Ramdeen y G. Cunningham, «Economic implementation of the Organic Rankine Cycle in industry,» *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, pp. 14-22, 2011.
- [33] G. Qiu, H. Liu y S. Riffat, «Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 3301-3307, 2011.
- [34] F. Vèlez, J. J. Segovia, M. C. Martín, A. Antolín, F. Chejnek y A. Qujano, «A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation,» *Renewable and Suitable Energy Reviews*, pp. 4175-4189, 2012.
- [35] E. Oralli, M. A. Tarique, C. Zamfirescu y I. Dincer, «A study on scroll compressor conversion,» *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 6, pp. 200-206, 2001.
- [36] Scroll Compressors, Nueva York: Carrier, 2004.
- [37] «Air Squared,» 2012. [En línea]. Available: <http://airsquared.com/scroll-technology/history>. [Último acceso: 23 Octubre 2014].
- [38] V. Lemort, L. Guillaume, S. Legros, S. Declaye y S. Quoilin, «A comparison of piston, screw and scroll expanders for small-scale Rankine cycles systems,» de *3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies*, Nápoles, 2013.
- [39] R. Zanelli y D. Favrat, «Experimental investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator,» de *International Compressor Engineering Conference*, 1994.
- [40] B. Aoun y D. F. Clodic, «Theoretical and experimental study of an oil-free scroll vapor expander,» de *International Compressor Engineering Conference*, 2008.
- [41] V. Lemort, I. V. Teodorese y J. Lebrun, «Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery Rankine Cycle,» de *International Compressor Engineering Conference*, 2006.
- [42] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas y J. Lebrun, «Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, nº 14, pp. 3094-3102, 2009.
- [43] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster y Lemort Vincent, «Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles,» *Applied Energy*, vol. 88, nº 6,



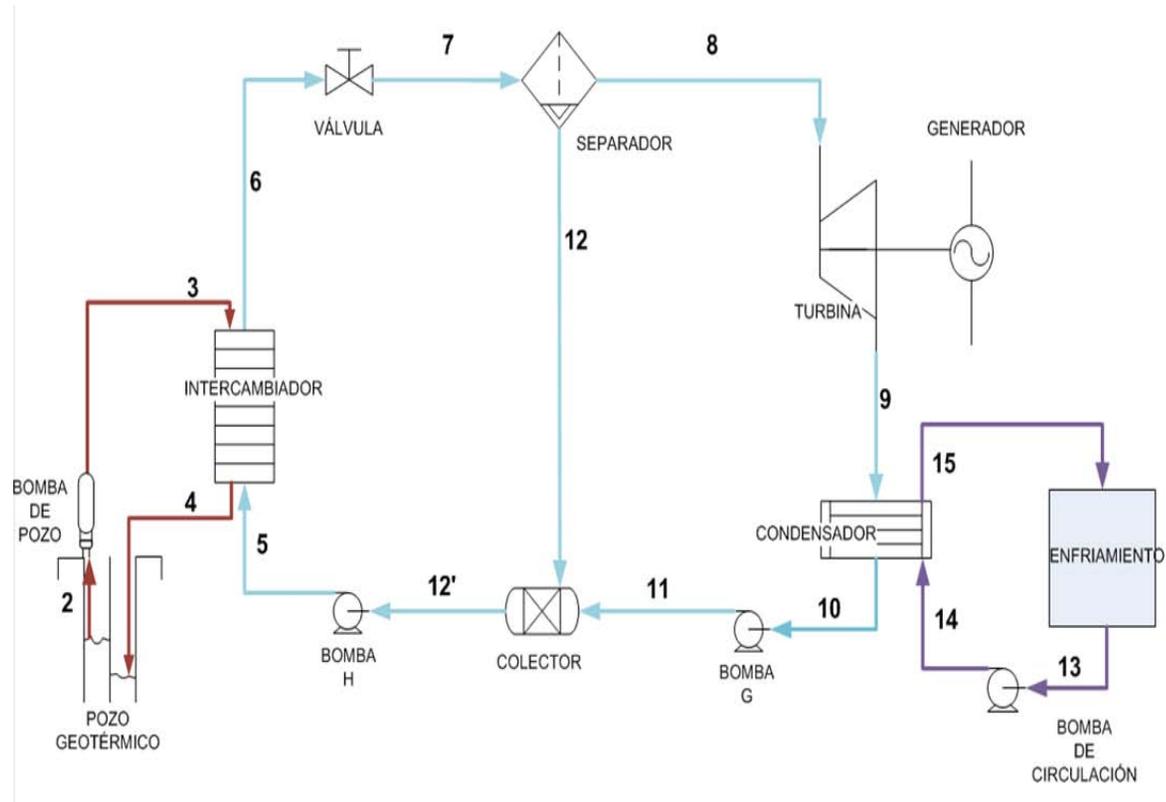
pp. 2183-2190, 2011.

- [44] S. Declaye, S. Quoilin y V. Lemort, «Design and experimental investigation of a small scale organic Rankine cycle using a scroll,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2010.
- [45] I. K. Smith, N. Stosic y A. Kovacevic, «Screw Expanders increase output and decrease the cost of Geothermal Binary Power Plant Systems,» de *Transactions of Geothermal Resource Council*, Reno, NV, 2005.
- [46] I. K. Smith, N. Stosic y A. Kovacevic, «Power recovery from low cost two-phase expanders,» de *TRANSACTIONS-GEOTHERMAL RESOURCES COUNCIL*, Las Vegas, 2001.
- [47] I. K. Smith y N. Stosic, «Prospects for energy conversion efficiency improvements by the use of twin screw two-phase expanders,» de *2nd International Heat Power Cycles Conference*, Paris, 2001.
- [48] I. Smith, N. Stosic y C. Aldis, «Trilateral Flash Cycle System—A High Efficiency Power Plant for Liquid Resources,» de *Proceedings of World Geothermal Congress*, Florencia, 1995.
- [49] I. K. Smith, N. Stosic y C. Aldis, «Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 3: The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders,» *Journal of Power and Energy*, vol. 210, n° 1, pp. 75-93, 1996.
- [50] K. C. Ng, T. Y. Bong y T. B. Lim, «A thermodynamic model for the analysis of screw expander performance,» *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 10, n° 2, pp. 119-133, 1990.
- [51] V. K. Avadhanula y C.-S. Lin, «Empirical models for a screw expander based on experimental data from organic Rankine cycle system testing,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 136, 2014.
- [52] R. F. Steidel, H. Weiss y J. E. Flower, «Performance Characteristics of the Lysholm engine as tested for geothermal power applications in the Imperial Valley,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 104, n° 1, pp. 231-240, 1982.
- [53] K. A. Brown, Empirical modelling of a Lysholm helical screw expander. M.S. thesis, California, USA: University of Berkeley, 1984.



7 Anexos

7.1 Diagrama del ciclo Binario de Evaporación Instantánea





7.2 Análisis térmico del ciclo Binario de Evaporación Instantánea

Tabla Propiedades del CBEI															
Punto	Recurso geotermico			Fluido de trabajo									Agua de enfriamiento		
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T (°C)	140.000	140.047	99.979	96.979	137.000	100.652	100.652	45.806	45.806	45.814	100.652	96.915	25	25.0213228	35
P(MPa)	0.362	0.662	0.362	0.632	0.332	0.104	0.104	0.010	0.010	0.104	0.104	0.104	0.1	0.4	0.3
Gasto(Kg/s)	0.139	0.139	0.139	0.132388	0.132388	0.132388	0.00906526	0.00906526	0.009	0.009	0.123	0.132	0.569	0.569	0.569
Gasto(m ³ /s)	0.00015	0.000	0.000	0.000138	0.0001425	0.014958	0.014829	0.125	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.001	0.001
Densidad(Kg/m ³)	926.134	926.255	958.486	960.748	928.789	8.851	0.611	0.073	989.833	989.871	957.880	960.541	906.607	997.177	994.121
Entalpia Liq(KJ/Kg)	589.162	589.557	419.273	406.838	576.305	421.916		191.806	191.806	191.922	421.916	406.167	104.919	105.286	146.898
Entalpia Vap (KJ/Kg)	2733.443					2676.597	2676.5972								
Entalpia Mezcla (KJ/Kg)	586.040					576.305		2432.507							
Calidad(%)	0.000				0.000	0.0685	1.000	0.937	0.000	0.000	0.000	0.000			
Entrop Liq(KJ/Kg)	1.739	1.739	1.307	1.273	1.708	1.315	0.649	0.649	0.649	0.649	1.315	1.272	0.36719998		
EntropGas(KJ/Kg)						7.346	7.346	7.346							
Entrop Mezcla (KJ/Kg)						1.728		7.674							
Carga Térmica(KW)		23.616							20.313						23.6882265
Potencia Bomba(KW)	0.055			0.089						0.001			0.21		

Datos de los Equipos	
Eficiencia bomba de pozo %	82
Eficiencia turbina %	70
Eficiencia intercambiador %	95
ΔP del intercambiador (bar)	3
Acercamiento de temp Inter°C	3
Eficiencia bomba G %	82
Eficiencia bomba H %	82
Eficiencia Bomba de circulación %	82
Eficiencia del Condensador %	85

Fluidos y Unidades	
Recurso geotermico	water
Fluido de Trabajo	water
Fluido de enfriamiento	water
Unidades	C

Eficiencia termica %
7.873

Potencia	
Bruta KW	Neta KW
2.213	1.86



7.3 Hoja de cálculo del expansor scroll

Pa [Mpa]	rp	k	Ps [Mpa]	sa [kJ/kgK]	ha [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	vs [m3/kg]	hd [kJ/kg]	q	m [kg/s]	v_a [m3/s]	v_s [m3/s]	W [kW]	Ef s	Ef total
0.1038	10.38	1.31495288	0.01169863	7.34632277	2676.59719	2348.6156	11.3796344	2327.89704	0.0684747	0.00906526	0.01482947	0.1031593	2.51877343	0.99601735	0.79681388
0.1078	10.78	1.31474134	0.01215371	7.33362983	2678.27415	2349.60849	10.9757248	2323.84855	0.06656069	0.00881186	0.01391409	0.09671658	2.48356517	0.9940146	0.79521168
0.1118	11.18	1.31453344	0.01260904	7.32140542	2679.8943	2350.56859	10.60006	2319.94949	0.06469954	0.00856547	0.01307191	0.09079449	2.44617235	0.99176778	0.79341423
0.1158	11.58	1.314329	0.0130646	7.30961621	2681.46141	2351.49804	10.249756	2316.18925	0.0628879	0.00832563	0.01229493	0.08533566	2.40693757	0.98933016	0.79146413
0.1198	11.98	1.31412783	0.0135204	7.2982323	2682.97884	2352.39878	9.92230987	2312.55828	0.0611227	0.00809194	0.01157625	0.0802907	2.36615034	0.98674467	0.78939573
0.1238	12.38	1.31392977	0.01397642	7.28722674	2684.44967	2353.27257	9.61553891	2309.04799	0.05940118	0.00786403	0.01090986	0.07561686	2.32405633	0.98404606	0.78723685
0.1278	12.78	1.31373467	0.01443268	7.2765752	2685.87667	2354.12099	9.32753067	2305.65061	0.05772082	0.00764157	0.01029057	0.07127695	2.28086486	0.98126258	0.78501007
0.1318	13.18	1.31354239	0.01488916	7.2662556	2687.26239	2354.94552	9.05660223	2302.35911	0.05607932	0.00742425	0.00971384	0.0672385	2.23675489	0.97841725	0.7827338
0.1358	13.58	1.31335528	0.01534586	7.25624786	2688.60913	2355.74747	8.8012669	2299.16708	0.05447458	0.0072118	0.00917565	0.063473	2.19187997	0.97552886	0.78042309
0.1398	13.98	1.31316579	0.01580278	7.24653365	2689.91903	2356.52807	8.56020629	2296.06867	0.05290465	0.00700396	0.00867249	0.05995536	2.14637219	0.97261282	0.77809025
0.1438	14.38	1.31298124	0.01625991	7.23709621	2691.19404	2357.28844	8.33224703	2293.05854	0.05136777	0.0068005	0.00820125	0.05666342	2.10034552	0.96968172	0.77574537
0.1478	14.78	1.31279906	0.01671726	7.22729202	2692.43595	2358.02961	8.11634107	2290.13179	0.04986229	0.00660119	0.00775917	0.0535775	2.05389847	0.96734588	0.77339671
0.1518	15.18	1.31261915	0.01717482	7.21899146	2693.64642	2358.75253	7.91155077	2287.28391	0.04838669	0.00640584	0.00734378	0.0506801	2.00711658	0.96381384	0.77105107
0.1558	15.58	1.31244143	0.01763258	7.210297	2694.82698	2359.45808	7.71703248	2284.51076	0.04693956	0.00621425	0.00695289	0.0479556	1.96007396	0.9608925	0.768714
0.1598	15.98	1.31226581	0.01809055	7.2018248	2695.97907	2360.14709	7.53202651	2281.8085	0.04551961	0.00602627	0.00658453	0.04539001	1.91283514	0.95798752	0.76639001
0.1638	16.38	1.31209222	0.01854873	7.19356373	2697.104	2360.82031	7.35584653	2279.17358	0.04412561	0.00584172	0.00623694	0.04297079	1.86545632	0.95510351	0.76408281
0.1678	16.78	1.31192058	0.0190071	7.18550349	2698.203	2361.47846	7.18787102	2276.60271	0.04275644	0.00566046	0.00590852	0.04068663	1.81798652	0.95224422	0.76179537
0.1718	17.18	1.31175084	0.01946568	7.17763451	2699.27722	2362.12219	7.0275356	2274.09285	0.04141103	0.00548234	0.00559783	0.03852734	1.77046854	0.94941264	0.75953011
0.1758	17.58	1.31158292	0.01992445	7.16994788	2700.32774	2362.75212	6.87432674	2271.64115	0.04008839	0.00530724	0.00530358	0.03648369	1.72293977	0.94661117	0.75728894
0.1798	17.98	1.31141676	0.02038341	7.16243529	2701.35554	2363.36883	6.72777607	2269.24496	0.03878761	0.00513503	0.00502458	0.03454733	1.67543288	0.94384172	0.75507337
0.1838	18.38	1.31125232	0.02084257	7.155089	2702.36158	2363.97285	6.58745556	2266.90182	0.03750781	0.0049656	0.00475976	0.03271067	1.62797645	0.94110573	0.75288459
0.1878	18.78	1.31108954	0.02130192	7.14790176	2703.34672	2364.5647	6.45297321	2264.6094	0.03624818	0.00479884	0.00450816	0.03096678	1.58059547	0.93840433	0.75072346
0.1918	19.18	1.31092836	0.02176146	7.1408668	2704.31181	2365.14485	6.32396937	2262.36556	0.03500795	0.00463465	0.00426887	0.02930936	1.53331175	0.93573831	0.74859065
0.1958	19.58	1.31076875	0.02222118	7.13397775	2705.25761	2365.71376	6.20011343	2260.16825	0.03378639	0.00447293	0.00404108	0.02773265	1.48614436	0.93310825	0.7464866
0.1998	19.98	1.31061066	0.02268109	7.12722864	2706.18485	2366.27183	6.08110099	2258.01558	0.03258283	0.00431359	0.00382405	0.02623137	1.43910994	0.93051448	0.74441159
0.2038	20.38	1.31045404	0.02314118	7.12061386	2707.09424	2366.81948	5.96665122	2255.90576	0.03139662	0.00415655	0.00361708	0.02480068	1.39222299	0.92795719	0.74236575
0.2078	20.78	1.31029886	0.02360145	7.11412813	2707.98642	2367.35707	5.85650475	2253.83709	0.03022715	0.00400172	0.00341956	0.02343612	1.3454961	0.9254364	0.74034912
0.2118	21.18	1.31014507	0.02406191	7.10776647	2708.862	2367.88497	5.75042151	2251.808	0.02907385	0.00384904	0.00323089	0.02213361	1.29894022	0.92295203	0.73836162
0.2158	21.58	1.30999264	0.02452254	7.10152419	2709.72158	2368.40351	5.64817905	2249.81698	0.02793617	0.00369843	0.00305056	0.02088937	1.2525648	0.92050387	0.7364031
0.2198	21.98	1.30984154	0.02498335	7.09539684	2710.56569	2368.91301	5.54957096	2247.86262	0.0268136	0.00354981	0.00287805	0.01969992	1.206378	0.91809166	0.73447332
0.2238	22.38	1.30969173	0.02544433	7.08938023	2711.39488	2369.41377	5.45440534	2245.94359	0.02570563	0.00340313	0.00271292	0.01856204	1.16038682	0.91571503	0.73257202
0.2278	22.78	1.30954319	0.02590549	7.0834704	2712.20963	2369.90609	5.36250371	2244.05861	0.02461181	0.00325832	0.00255474	0.01747275	1.11459721	0.91337359	0.73069887
0.2318	23.18	1.30939587	0.02636682	7.07766359	2713.01041	2370.39022	5.27369969	2242.20649	0.0235317	0.00311532	0.00240313	0.01642928	1.06901424	0.91106689	0.72885351
0.2358	23.58	1.30924975	0.02682831	7.07195623	2713.79769	2370.86644	5.18783812	2240.38609	0.02246486	0.00297409	0.00225771	0.01542908	1.02364214	0.90879443	0.72703555
0.2398	23.98	1.30910481	0.02728998	7.06634493	2714.57187	2371.33499	5.10477404	2238.59634	0.0214109	0.00283455	0.00211815	0.01446976	0.97848444	0.90655572	0.72524457
0.2438	24.38	1.30896102	0.02775182	7.06082649	2715.33337	2371.7961	5.02437189	2236.83619	0.02036943	0.00269668	0.00198413	0.0135491	0.93354402	0.90435019	0.72348015
0.2478	24.78	1.30881835	0.02821382	7.05539784	2716.08259	2372.25	4.94650479	2235.10469	0.01934009	0.0025604	0.00185536	0.01266505	0.88882318	0.90217731	0.72174185
0.2518	25.18	1.30867678	0.02867599	7.05005608	2716.81988	2372.69691	4.87105381	2233.4009	0.01832252	0.00242569	0.00173156	0.01181566	0.84432373	0.90003649	0.7200292
0.2558	25.58	1.30853629	0.02913832	7.04479843	2717.5456	2373.13703	4.79790736	2231.72394	0.0173164	0.00229249	0.00161249	0.01099916	0.80004701	0.89792717	0.71834174
0.2598	25.98	1.30839684	0.02960082	7.03962227	2718.26009	2373.57055	4.72696068	2230.07297	0.0163214	0.00216076	0.0014979	0.01021385	0.75599398	0.89584876	0.71667901
0.2638	26.38	1.30825843	0.03006347	7.03452506	2718.96367	2373.99766	4.65811527	2228.44719	0.01533722	0.00203047	0.00138757	0.00945816	0.71216521	0.89380068	0.71504055



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

Pa [Mpa]	rp	k	Ps [Mpa]	sa [kJ/kgK]	ha [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	vs [m ³ /kg]	hd [kJ/kg]	q	m [kg/s]	v_a [m ³ /s]	v_s [m ³ /s]	W [kW]	Ef s	Ef total
0.2678	26.78	1.30812103	0.03052629	7.02950441	2719.65665	2374.41854	4.59127843	2226.84582	0.01436356	0.00190157	0.00128128	0.00873063	0.66856097	0.89178234	0.71342588
0.2718	27.18	1.30798462	0.03098926	7.02455802	2720.33933	2374.83337	4.52636288	2225.26814	0.01340014	0.00177402	0.00117884	0.00802987	0.62518124	0.88979317	0.71183453
0.2758	27.58	1.30784918	0.03145239	7.01968369	2721.01199	2375.24229	4.46328635	2223.71344	0.01244669	0.0016478	0.00108007	0.00735459	0.58202577	0.88783258	0.71026606
0.2798	27.98	1.30771469	0.03191568	7.01487934	2721.6749	2375.64549	4.40197118	2222.18106	0.01150296	0.00152286	0.0009848	0.00670358	0.53909404	0.8859	0.70872
0.2838	28.38	1.30758113	0.03237912	7.01014294	2722.32832	2376.04309	4.34234408	2220.67036	0.0105687	0.00139917	0.00089285	0.00607569	0.49638538	0.88399486	0.70719589
0.2878	28.78	1.30744849	0.03284272	7.00547258	2722.9725	2376.43526	4.28433577	2219.18072	0.00964367	0.00127671	0.00080408	0.00546985	0.45389891	0.88211662	0.70569329
0.2918	29.18	1.30731676	0.03330647	7.00086642	2723.60768	2376.82212	4.22788072	2217.71155	0.00872763	0.00115544	0.00071835	0.00488505	0.41163361	0.88026471	0.70421177
0.2958	29.58	1.3071859	0.03377037	6.99632268	2724.23409	2377.20382	4.17291691	2216.26229	0.00782037	0.00103533	0.00063551	0.00432033	0.36958832	0.8784386	0.70275088
0.2998	29.98	1.30705592	0.03423442	6.99183967	2724.85196	2377.58048	4.11938559	2214.83241	0.00692168	0.00091635	0.00055543	0.0037748	0.32776176	0.87663775	0.7013102
0.3038	30.38	1.30692679	0.03469862	6.98741576	2725.46149	2377.95222	4.06723106	2213.42138	0.00603135	0.00079848	0.00047801	0.0032476	0.28615254	0.87486165	0.69988932
0.3078	30.78	1.30679849	0.03516297	6.98304939	2726.0629	2378.31917	4.0164005	2212.0287	0.00514918	0.00068169	0.00040312	0.00273795	0.24475917	0.87310978	0.69848782
0.3118	31.18	1.30667103	0.03562747	6.97873906	2726.65637	2378.68144	3.96684376	2210.65389	0.00427499	0.00056596	0.00033065	0.00224507	0.2035801	0.87138164	0.69710531
0.3158	31.58	1.30654437	0.03609211	6.97448332	2727.2421	2379.03913	3.91851319	2209.29649	0.00340859	0.00045126	0.0002605	0.00176826	0.16261368	0.86967674	0.69574139
0.3198	31.98	1.30641851	0.0365569	6.97028079	2727.82028	2379.39236	3.87136351	2207.95607	0.00254981	0.00033757	0.00019258	0.00130684	0.12185824	0.86799459	0.69439568
0.3238	32.38	1.30629343	0.03702183	6.96613013	2728.39108	2379.74123	3.82535164	2206.63219	0.00169848	0.00022486	0.0001268	0.00086016	0.08131202	0.86633474	0.69306779



7.4 Hoja de cálculo del expansor de tornillo

Pa [Mpa]	rp	k	Ps [Mpa]	sa [kJ/kgK]	ha [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	vs [m3/kg]	hd [kJ/kg]	q	m [kg/s]	v_a [m3/s]	v_s [m3/s]	W [kW]	Ef s
0.1038	10.38	1.074	0.01731112	7.34632277	2676.59719	2401.86168	8.01142337	2327.89704	0.0684747	0.00906526	0.01482947	0.0726256	3.02152198	0.95585836
0.1078	10.78	1.074	0.01797821	7.33362983	2678.27415	2402.9158	7.73012209	2323.84855	0.06656069	0.00881186	0.01391409	0.06811677	2.96986996	0.95092141
0.1118	11.18	1.074	0.01864531	7.32140542	2679.8943	2403.93413	7.46843329	2319.94949	0.06469954	0.00856547	0.01307191	0.06397063	2.91677404	0.94605354
0.1158	11.58	1.074	0.0193124	7.30961621	2681.46141	2404.91903	7.22435773	2316.18925	0.0628879	0.00832563	0.01229493	0.06014732	2.86250502	0.94126664
0.1198	11.98	1.074	0.0199795	7.2982323	2682.97884	2405.87262	6.99616007	2312.55828	0.0611227	0.00809194	0.01157625	0.05661248	2.80729005	0.93656888
0.1238	12.38	1.074	0.02064659	7.28722674	2684.44967	2406.79683	6.78232654	2309.04799	0.05940118	0.00786403	0.01090986	0.0533364	2.75132039	0.93196571
0.1278	12.78	1.074	0.02131369	7.2765752	2685.87667	2407.69342	6.58153063	2305.65061	0.05772082	0.00764157	0.01029057	0.05029321	2.69475766	0.92746043
0.1318	13.18	1.074	0.02198078	7.2662556	2687.26239	2408.56397	6.39260499	2302.35911	0.05607932	0.00742425	0.00971384	0.04746031	2.63773881	0.92305479
0.1358	13.58	1.074	0.02264788	7.25624786	2688.60913	2409.40995	6.21451811	2299.16708	0.05447458	0.0072118	0.00917565	0.04481788	2.5803802	0.91874935
0.1398	13.98	1.074	0.02331497	7.24653365	2689.91903	2410.2327	6.04635512	2296.06867	0.05290465	0.00700396	0.00867249	0.04234844	2.5227809	0.91454373
0.1438	14.38	1.074	0.02398207	7.23709621	2691.19404	2411.03343	5.88730173	2293.05854	0.05136777	0.0068005	0.00820125	0.04003658	2.46502543	0.9104369
0.1478	14.78	1.074	0.02464916	7.2279202	2692.43595	2411.81329	5.73663073	2290.13179	0.04986229	0.00660119	0.00775917	0.03786858	2.40718602	0.90642735
0.1518	15.18	1.074	0.02531626	7.21899146	2693.64642	2412.57331	5.59369061	2287.28391	0.04838669	0.00640584	0.00734378	0.03583227	2.34932444	0.90251316
0.1558	15.58	1.074	0.02598335	7.210297	2694.82698	2413.31447	5.45789595	2284.51076	0.04693956	0.00621425	0.00695289	0.03391675	2.29149354	0.89869219
0.1598	15.98	1.074	0.02665045	7.2018248	2695.97907	2414.03766	5.32871927	2281.8085	0.04551961	0.00602627	0.00658453	0.03211229	2.23373861	0.89496211
0.1638	16.38	1.074	0.02731754	7.19356373	2697.104	2414.74371	5.20568393	2279.17358	0.04412561	0.00584172	0.00623694	0.03041014	2.17609842	0.89132047
0.1678	16.78	1.074	0.02798464	7.18550349	2698.203	2415.4334	5.08835819	2276.60271	0.04275644	0.00566046	0.00590852	0.02880243	2.11860614	0.88776475
0.1718	17.18	1.074	0.02865173	7.17763451	2699.27722	2416.10745	4.97635006	2274.09285	0.04141103	0.00548234	0.00559783	0.02728204	2.06129013	0.88429242
0.1758	17.58	1.074	0.02931883	7.16994788	2700.32774	2416.76654	4.86930273	2271.64115	0.04008839	0.00530724	0.00530358	0.02584255	2.00417459	0.88090093
0.1798	17.98	1.074	0.02998592	7.16243529	2701.35554	2417.41129	4.76689079	2269.24496	0.03878761	0.00513503	0.00502458	0.02447813	1.94728015	0.87758776
0.1838	18.38	1.074	0.03065302	7.155089	2702.36158	2418.0423	4.66881678	2266.90182	0.03750781	0.0049656	0.00475976	0.02318347	1.89062431	0.87435043
0.1878	18.78	1.074	0.03132011	7.14790176	2703.34672	2418.66013	4.57480828	2264.6094	0.03624818	0.00479884	0.00450816	0.02195377	1.83422188	0.87118648
0.1918	19.18	1.074	0.03198721	7.1408668	2704.31181	2419.26528	4.48461531	2262.36556	0.03500795	0.00463465	0.00426887	0.02078461	1.7780853	0.86809355
0.1958	19.58	1.074	0.0326543	7.13397775	2705.25761	2419.85827	4.39800806	2260.16825	0.03378639	0.00447293	0.00404108	0.01967197	1.722225	0.86506931
0.1998	19.98	1.074	0.0333214	7.12722864	2706.18485	2420.43953	4.31477489	2258.01558	0.03258283	0.00431359	0.00382405	0.01861217	1.6666496	0.86211153
0.2038	20.38	1.074	0.03398849	7.12061386	2707.09424	2421.00952	4.23472057	2255.90576	0.03139662	0.00415655	0.00361708	0.01760182	1.6113662	0.85921802
0.2078	20.78	1.074	0.03465559	7.11412813	2707.98642	2421.56865	4.1576647	2253.83709	0.03022715	0.00400172	0.00341956	0.01663783	1.55638051	0.85638668
0.2118	21.18	1.074	0.03532268	7.10776647	2708.862	2422.11729	4.08344036	2251.808	0.02907385	0.00384904	0.00323089	0.01571733	1.50169707	0.85361549
0.2158	21.58	1.074	0.03598978	7.10152419	2709.72158	2422.65582	4.01189284	2249.81698	0.02793617	0.00369843	0.00305056	0.01483769	1.44731939	0.85090247
0.2198	21.98	1.074	0.03665687	7.09539684	2710.56569	2423.18459	3.94287853	2247.86262	0.0268136	0.00354981	0.00287805	0.01399647	1.39325007	0.84824575
0.2238	22.38	1.074	0.03732397	7.08938023	2711.39488	2423.70393	3.87626398	2245.94359	0.02570563	0.00340313	0.00271292	0.01319142	1.33949092	0.84564351
0.2278	22.78	1.074	0.03799106	7.0834704	2712.20963	2424.21415	3.81192499	2244.05861	0.02461181	0.00325832	0.00255474	0.01242047	1.28604306	0.84309399
0.2318	23.18	1.074	0.03865816	7.07766359	2713.01041	2424.71555	3.74974581	2242.20649	0.0235317	0.00311532	0.00240313	0.01168167	1.23290699	0.84059553
0.2358	23.58	1.074	0.03932525	7.07195623	2713.79769	2425.20841	3.68961846	2240.38609	0.02246486	0.00297409	0.00225771	0.01097325	1.1800827	0.8381465
0.2398	23.98	1.074	0.03999235	7.06634493	2714.57187	2425.69301	3.63144207	2238.59634	0.0214109	0.00283455	0.00211815	0.01029352	1.12756971	0.83574534
0.2438	24.38	1.074	0.04065944	7.06082649	2715.33337	2426.16959	3.5751223	2236.83619	0.02036943	0.00269668	0.00198413	0.00964095	1.07536714	0.83339058
0.2478	24.78	1.074	0.04132654	7.05539784	2716.08259	2426.63841	3.52057081	2235.10469	0.01934009	0.0025604	0.00185536	0.00901408	1.02347376	0.83108076
0.2518	25.18	1.074	0.04199363	7.05005608	2716.81988	2427.09969	3.46770484	2233.4009	0.01832252	0.00242569	0.00173156	0.00841157	0.97188803	0.82881451
0.2558	25.58	1.074	0.04266073	7.04479843	2717.5456	2427.55367	3.41644669	2231.72394	0.0173164	0.00229249	0.00161249	0.00783217	0.92060816	0.8265905
0.2598	25.98	1.074	0.04332782	7.03962227	2718.26009	2428.00055	3.36672343	2230.07297	0.0163214	0.00216076	0.0014979	0.00727469	0.86963211	0.82440747
0.2638	26.38	1.074	0.04399492	7.03452506	2718.96367	2428.44053	3.31846647	2228.44719	0.01533722	0.00203047	0.00138757	0.00673805	0.81895767	0.82226418



Análisis y selección de expansores para un ciclo Binario de Evaporación Instantánea

Pa [Mpa]	rp	k	Ps [Mpa]	sa [kJ/kgK]	ha [kJ/kg]	hs [kJ/kg]	vs [m ³ /kg]	hd [kJ/kg]	q	m [kg/s]	v_a [m ³ /s]	v_s [m ³ /s]	W [kW]	Ef s
0.2678	26.78	1.074	0.04466201	7.02950441	2719.65665	2428.87382	3.27161127	2226.84582	0.01436356	0.00190157	0.00128128	0.00622119	0.76858243	0.82015945
0.2718	27.18	1.074	0.04532911	7.02455802	2720.33933	2429.3006	3.22609704	2225.26814	0.01340014	0.00177402	0.00117884	0.00572317	0.71850388	0.81809216
0.2758	27.58	1.074	0.0459962	7.01968369	2721.01199	2429.72104	3.18186647	2223.71344	0.01244669	0.0016478	0.00108007	0.00524307	0.66871934	0.81606121
0.2798	27.98	1.074	0.0466633	7.01487934	2721.6749	2430.13532	3.13886549	2222.18106	0.01150296	0.00152286	0.0009848	0.00478005	0.61922606	0.81406556
0.2838	28.38	1.074	0.04733039	7.01014294	2722.32832	2430.54361	3.09704303	2220.67036	0.0105687	0.00139917	0.00089285	0.0043333	0.5700212	0.8121042
0.2878	28.78	1.074	0.04799749	7.00547258	2722.9725	2430.94606	3.05635083	2219.18072	0.00964367	0.00127671	0.00080408	0.00390207	0.52110184	0.81017616
0.2918	29.18	1.074	0.04866458	7.00086642	2723.60768	2431.34282	3.01674324	2217.71155	0.00872763	0.00115544	0.00071835	0.00348566	0.47246502	0.8082805
0.2958	29.58	1.074	0.04933168	6.99632268	2724.23409	2431.73404	2.97817705	2216.26229	0.00782037	0.00103533	0.00063551	0.00308339	0.4241077	0.80641634
0.2998	29.98	1.074	0.04999877	6.99183967	2724.85196	2432.11985	2.94061132	2214.83241	0.00692168	0.00091635	0.00055543	0.00269463	0.37602686	0.80458279
0.3038	30.38	1.074	0.05066587	6.98741576	2725.46149	2432.5004	2.90400723	2213.42138	0.00603135	0.00079848	0.00047801	0.00231879	0.3282194	0.80277903
0.3078	30.78	1.074	0.05133296	6.98304939	2726.0629	2432.87581	2.86832798	2212.0287	0.00514918	0.00068169	0.00040312	0.00195532	0.28068225	0.80100425
0.3118	31.18	1.074	0.05200006	6.97873906	2726.65637	2433.24621	2.8335386	2210.65389	0.00427499	0.00056596	0.00033065	0.00160367	0.2334123	0.79925768
0.3158	31.58	1.074	0.05266715	6.97448332	2727.2421	2433.61172	2.79960589	2209.29649	0.00340859	0.00045126	0.0002605	0.00126335	0.18640645	0.79753857
0.3198	31.98	1.074	0.05333425	6.97028079	2727.82028	2433.97245	2.76649828	2207.95607	0.00254981	0.00033757	0.00019258	0.00093387	0.13966161	0.7958462
0.3238	32.38	1.074	0.05400134	6.96613013	2728.39108	2434.32851	2.73418575	2206.63219	0.00169848	0.00022486	0.0001268	0.0006148	0.09317468	0.79417988



7.5 Especificaciones del expansor scroll

E25H61N5.0

10 kW Scroll Expander

40 Years of Scroll Technology



Certified to
ISO 9001:2008



Precisely Right.

Technical Overview

Output	10 kW (nominal)	
Expansion Ratio	5.26	
Efficiency	80% (E25H61N5.0L)	
	70% (E25H61N5.0)	
Max. Pressure	150 psia	10 bara
Displacement	155 cm ³ /Rev.	
Max. Speed	3600 RPM	
Max. Inlet Temp.	350°F	175°C
Avg. Sound Level	55 dB(A)	
Working Fluid	Refrigerant, Other Gases	
Standard ORC Fluid	R-134a, R-245fa	
Direct Drive	AC/DC Generator, Any Rotary Equipment	
Wetted Materials	Anodized Aluminum, Stainless Steel	
Model Numbers	E25H61N5.0 (Oil-free)	
	E25H61N5.0L (Lubricated)	

Product Features

- 100% Oil-Free or Lubricated
- Low Sound Levels
- Balanced, Smooth, Rotary Motion
- High Efficiency
- Long Product Life
- Continuous Duty
- Minimal Pulsation
- Semi-Hermetic

Optional Configurations

- AC/DC Generator Available

Qualified OEM designers should consult Air Squared Manufacturing, Inc. for custom configurations and application specific requirements. Contact info@airsquared.com.

The information presented in this material is based on technical data and test results of nominal units. It is believed to be accurate and reliable. Air Squared, Inc. does not warrant, guarantee, or assume liability in connection with this information.

Application conditions may adversely affect performance and product life. It is the responsibility of the user to determine the suitability of the product for intended use.

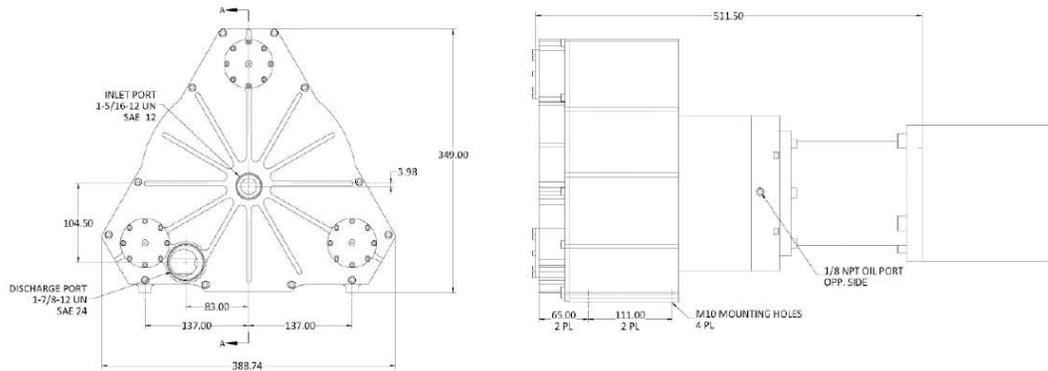


Air Squared
Manufacturing, Inc.

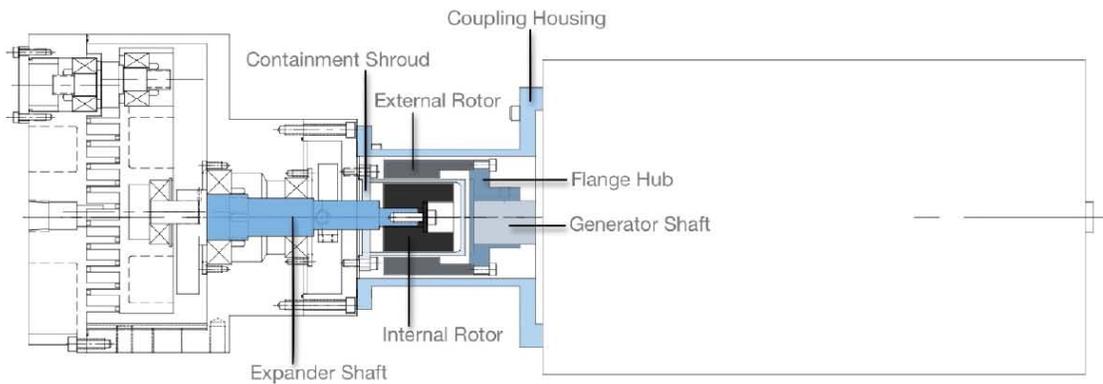
E25H61N5.0

Dimensions (mm)

E25H61N5.0 – Magnetic Coupling, Coupling Housing, AC Generator



Connection Diagram



Notes

- Inner Rotor, External Rotor, Containment Shroud, Custom Flange Hub, and Custom Coupling Housing included when ordering unit with Magnetic Coupling.
- Custom configurations may be available. Contact info@airsquared.com for more information.



**Air Squared
Manufacturing, Inc.**

3001 Industrial Lane #3
Broomfield, CO 80020 USA
P: (303) 466-2669
F: (303) 466-4425
<http://airsquared.com>



7.6 Especificaciones del expansor de tornillo [52]

Diámetro del rotor	130 mm
Longitud del rotor	166 mm
Ángulo de envolvente del rotor macho	320°
Volumen de entrada desplazado	$2.2597 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rev}$
Índice volumétrico interno	5.3
Velocidad de rotación del rotor macho	2000 – 9000
Presión de entrada máxima	1.75 MPa
Temperatura de entrada máxima	260 °C

