



## **CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN**

**Luis Carlos Mendoza Toledo**

**Dipòsit Legal: T.1421-2013**

**ADVERTIMENT.** L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

**ADVERTENCIA.** El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

**WARNING.** Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.

LUIS CARLOS MENDOZA TOLEDO

CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN  
EXPANSOR *SCROLL* DE PEQUEÑA POTENCIA.  
INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN  
PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y  
REFRIGERACIÓN

Tesis Doctoral

Dirigida por:

Dr. Alberto Coronas

Dr. Joaquín Navarro Esbrí

Dr. Juan Carlos Bruno



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona, Junio 2013

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN  
PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN

Luis Carlos Mendoza Toledo

Dipòsit Legal: T.1421-2013



UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI  
**DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA**

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).  
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

Los abajo firmantes Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad y Dr. Joan Carles Bruno, Profesor Agregado, del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona y el Dr. Joaquín Navarro Esbrí, Profesor Titular de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción de la Universitat Jaume I de Castellón

**HACEN CONSTAR:**

Que el trabajo titulado: “CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR *SCROLL* DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN” presentado por el Sr. Luis Carlos Mendoza Toledo para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.

Que la tesis se ha realizado dentro del proyecto de investigación —Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual – SOLEF- del Plan Nacional de I+D+i con referencia ENE2009-14177.

Que el doctorando cumple con los requisitos para poder optar a la Mención Europea.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.

Tarragona, 30 de Junio 2013

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN  
PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN

Luis Carlos Mendoza Toledo

Dipòsit Legal: T.1421-2013

## Agradecimientos

Primero y antes de nada, quiero agradecer de manera especial y sincera al Dr. Alberto Coronas Salcedo por brindarme la oportunidad de hacer parte de esta bonita experiencia, la cual me ha hecho crecer como persona. Muchas gracias por sus innumerables y valiosos consejos a lo largo de estos años dentro del CREVER. También quiero agradecer al Dr. Joaquín Navarro Esbrí y al Dr. Joan Carles Bruno por guiarme a través de esta investigación, por sus consejos y asertivos comentarios los cuales han permitido la culminación de esta investigación.

Quiero expresar mi agradecimiento al Ministerio de Ciencia e Innovación de España en el marco del Plan Nacional I+D+i con el proyecto SOLEF – Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual, ENE2009- 14177, por la ayuda recibida dentro de este proyecto, así como a la Generalitat de Catalunya (AGAUR) por la beca predoctoral (FI-DGR, IUE/365/2009) concedida.

Quiero agradecer al Dr. Vincent Lemort, al Prof. Jean Lebrun y al Dr. Sylvain Quoilin del *Thermodynamics Laboratory* de la *University of Liège* en Bélgica por la oportunidad dada durante los cuatro meses de estancia en su grupo de investigación.

Un sincero agradecimiento al Dr. Manel Vallés y al Dr. Mahmoud Bourouis por el apoyo recibido de su parte. En general quiero agradecer a todas esas personas que han vivido conmigo la realización de esta tesis, a todos mis compañeros dentro del grupo de investigación CREVER, tales como Carlos, David, Iván, Maru, Joaquín y Dereje.

A mis padres por apoyarme con su cariño y perseverancia durante estos cinco años lejos de mi casa. A mi hermanos Karen, Sandra, Carolina, María y Víctor que me han motivado para culminar esta tesis. Gracias a Estela por todo su cariño, apoyo, paciencia y comprensión durante estos años.



## Resumen

En esta tesis doctoral se ha realizado un estudio teórico-experimental de un expansor *scroll* de pequeña potencia, diseñado originalmente como compresor, con la finalidad de integrarlo en sistemas de refrigeración por absorción para producir energía mecánica. El expansor seleccionado es un compresor *scroll*, SANDEN TRSA05, con un desplazamiento volumétrico de  $53.9 \text{ cm}^3$  por revolución.

Para determinar las prestaciones del expansor (potencia mecánica y rendimientos volumétrico, isentrópico y mecánico) se ensayó en primer lugar con aire y posteriormente con amoníaco variando el grado de lubricación, las temperaturas y presiones a la entrada del expansor, la relación de presiones y la frecuencia de giro.

Para modelizar el expansor se aplicó un modelo desarrollado para compresores *scroll* y adaptado posteriormente para expansores por otros investigadores. En este modelo se supone que el fluido evoluciona en el expansor según un proceso de expansión isentrópico seguido de un proceso isócoro adiabático. Las fugas internas del fluido a través de las espirales se modelizan como flujo isentrópico a través de una tobera convergente. El modelo permite calcular la potencia mecánica neta, el caudal másico del fluido y la temperatura de salida del expansor a partir de la presión y temperatura de entrada, relación de presiones y frecuencia de giro, siendo las desviaciones máximas entre las variables calculadas y medidas para el amoníaco del  $\pm 9\%$ ,  $\pm 5\%$  y  $\pm 4 \text{ K}$ , respectivamente.

El modelo del expansor se utilizó para calcular las prestaciones de expansores de la misma gama pero de mayor desplazamiento volumétrico (TRSA09 y TRSA012) encontrándose que las mejores prestaciones se obtienen para frecuencias máximas de unos 83 Hz y relaciones de presiones entre 2 y 5, lo cual permite alcanzar potencias mecánicas máximas de 7.6 kW, 12.3 kW y 17.5 kW para los modelos TRSA05, TRSA09 y TRSA012, respectivamente.

Finalmente, se realizó un estudio teórico mediante simulación termodinámica de dos sistemas de absorción con expansores integrados para la producción de energía mecánica y refrigeración. Uno de los sistemas de absorción estudiados corresponde a un ciclo de refrigeración de simple efecto en el que la relación de presiones del ciclo es como máximo de 5, por lo que se puede integrar un solo expansor de la gama estudiada. Sin embargo, cuando la relación de presiones del ciclo es superior, como



ocurre con el otro ciclo estudiado, se requiere realizar la expansión en dos etapas con dos expansores conectados ya sea en serie o en serie paralelo. Los resultados obtenidos de este estudio muestran que estos sistemas pueden producir hasta unos 29 kW de energía mecánica y refrigeración en las proporciones deseadas a partir de fuentes de calor a temperaturas desde 80 °C a 130 °C y refrigeración a temperaturas de hasta -10 °C. De las tres mezclas para las que se realizó el estudio, amoníaco/agua, amoniaco/tiocianato sódico y amoniaco/nitrato de litio, es esta última la que presenta mejores prestaciones.

## Abstract

This thesis deals with a theoretical and experimental study of a small scroll expander, originally designed as a compressor for refrigeration systems, in order to integrate it into absorption systems for the production of mechanical energy. The selected expander is a scroll compressor, Sanden TRSA05 with a volumetric displacement of  $53.9 \text{ cm}^3$  per revolution. To determine the performance of the expander (mechanical power and volumetric, mechanical and isentropic efficiencies) it was tested first with air and then with ammonia varying the lubrication, supply pressure and temperature, pressure ratio and rotational speed.

To model the expander was applied a model initially developed for scroll compressors and then adapted for expanders for other researchers. This model assumes that the fluid that enters into the expander carry out an isentropic expansion process followed by an adiabatic isochoric one. The fluid internal leakage at the expander is modeled as an isentropic flow through a converging nozzle. The model calculates the net mechanical power, mass flow rate and the exhaust temperature from the supply pressure and temperature, pressure ratio and rotational speed, with a maximum deviation between the calculated and measured variables for ammonia from  $\pm 9\%$ ,  $\pm 5\%$  and  $\pm 4 \text{ K}$ , respectively.

The expander model was used to calculate the performance of other expanders of the same type but with a higher volumetric displacement (TRSA09 and TRSA012) finding that the better performance is obtained for a maximum frequency of about 83 Hz and pressure ratios between 2 and 5. The maximum mechanical power achieved was of 7.6 kW, 12.3 kW and 17.5 kW for the models TRSA05, TRSA09 and TRSA012, respectively.

Finally, it was performed a thermodynamic study of two absorption systems with the integration of expanders. One of the systems studied corresponds to a single stage absorption refrigeration system with a maximum pressure ratio of 5, so that in this cycle one expander could be used to produce mechanical energy. However, when the pressure ratio of the cycle is higher than 5 it is required to perform the expansion in two stages by means of the connection of two expanders either in series or in series-parallel. The results of this study show that these systems can produce up to about 29 kW of mechanical power and cooling at the desired proportions from heat sources at

low temperatures, from 80 to 130 ° C and cooling at temperatures up to -10 °C. From the studied three mixtures: ammonia/water, ammonia/sodium thiocyanate and ammonia/lithium nitrate is the latter the one with the best performance.

## PUBLICACIONES

- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Navarro, J., Lemort, V., Coronas, A.; Characterization and modelling of a *scroll* expander with air and ammonia as working fluid, (Submitted), Applied Thermal Engineering, 2013.
- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Ayou, D.S., Coronas, A.; Small capacity absorption systems for cooling and power with a *scroll* expander and ammonia based working fluids (En preparación), Applied Thermal Engineering, 2013.
- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Navarro, J., Coronas, A.; *Scroll* expander configurations for small capacity absorption power and cooling cycles (En preparación).

## COMUNICACIONES A CONGRESOS Y CONFERENCIAS

- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Navarro, J., Coronas, A.; Characterisation of an expander for small scale absorption power and cooling systems activated by solar energy, Eurosun International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria, September (2010).
- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Rodríguez, J., Navarro, J., Coronas, A.; Metodología para la caracterización de un expansor tipo *scroll* para ciclos de potencia y refrigeración por absorción de pequeña escala, VII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica – Bilbao-España, Junio (2011). ISBN 84-95416-79-4.
- Jesús López-Villada, Ivan Andrés Montero, Luis Carlos Mendoza, Dereje S. Ayou, Joan Carles Bruno, Alberto Coronas.; Modeling, simulation and analysis of solar absorption power-cooling systems. Eurosun International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Rijeka, Croatia, September (2012).
- Ayou, D.S., Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Coronas, A.; Solar Power/Refrigeration Absorption Systems. The Second International Conference on Energy and Sustainable Development. Adrar, Algeria, February (2013).
- Mendoza, L.C., Bruno, J.C., Navarro, J., Coronas, A.; Caracterización experimental de un expansor *scroll* con amoníaco como fluido de trabajo, VIII

Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica – Burgos-España, Junio (2013).

- Mendoza, L.C., Ayou, D.S., Bruno, J.C., Coronas, A.; Small capacity absorption systems for cooling and power with a *scroll* expander and ammonia based working fluids, IMPRES2013, Fukuoka, Japan September (2013).
- Mendoza, L.C., Ayou, D.S., Bruno, J.C., Navarro, J., Coronas, A.; *Scroll* expander configurations for small capacity absorption power and cooling cycles, Rotterdam, ASME ORC 2013, 2nd International Seminary on ORC Power System, Rotterdam, October (2013).

## **PARTICIPACIÓN EN PROYECTOS**

SOLEF – Sistemas de absorción para la producción simultánea de refrigeración y energía mecánica con energía solar térmica o calor residual. Entidad: Ministerio de Ciencia e Innovación – Plan Nacional I+D+i. Código de concesión: ENE2009-14177. Período: 2010-2012. Investigador principal: Alberto Coronas.

## LISTA DE ABREVIATURAS

A	Área
C	Velocidad ( $\text{m s}^{-1}$ )
COP	Coefficiente de operación
$c_p$	Calor específico a presión constante ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$c_v$	Calor específico a volumen constante ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
$\dot{E}$	Flujo exergético
h	Entalpía específica ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )
L	Longitud
$\dot{m}$	Caudal másico ( $\text{kg s}^{-1}$ )
N	Frecuencia de giro (Hz)
ORC	Ciclo Orgánico Rankine
P	Presión absoluta (kPa, bar)
$\dot{Q}$	Potencia térmica (W)
$R_c$	Relación de caudales (-)
$R_p$	Relación de presiones (-)
$R_v$	Relación volumétrica (-)
s	Entropía específica ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
T	Temperatura (K, °C)
t	Tiempo (s)
tep	Toneladas de petróleo
V	Volumen ( $\text{m}^3$ )
v	Volumen específico ( $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$ )
$\dot{W}$	Potencia mecánica (W)
Z	Fracción másica de solución

## SUB-ÍNDICES

abs	Absorbedor
af	Agua fría
atm	Atmosférica
freno	Freno
calc	Calculada
celda	Celda
cp	Compresor
crit	Crítico
conf	Configuración
ent	Entrada
e	Exergético
eff	Efectivo
esp	Específico
sal	Estado salida expansor
gen	Generador
I	Primera ley
in	Estado cámara de aspiración
int	Estado en el punto intermedio
iso	Isentrópico
fuga	Corriente de fuga
perd	Pérdidas
lub	Lubricación
m	Mecánico
med	Medido

n	Normalizado
net	Neto
nom	Nominal
nuevo	Nuevo
rec	Rectificador
rot	Rotámetro
sal	Salida
sc	sobrecalentamiento
sonido	Sonido
st	Estándar
term	Térmico
thr	Teórico
trans	Transferido
total	Total
u	Unidad

## **SÍMBOLOS GRIEGOS**

$\gamma$	Coefficiente de expansión adiabática (-)
$\delta$	Altura de la fuga
$\eta$	Rendimiento
$\tau$	Par motor (N.m)
$\sigma$	Tasa de lubricación ( $s^{-1}$ )





## ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1-1
1.1.	Contexto energético mundial .....	1-1
1.2.	Ciclos de absorción para producir potencia .....	1-5
1.3.	Ciclos de absorción que producen potencia mecánica y refrigeración .....	1-7
1.4.	Requerimientos del expansor .....	1-13
1.5.	Justificación y objetivos.....	1-14
1.6.	Estructura de la tesis .....	1-15
CAPÍTULO 2	ESTADO DEL ARTE Y SELECCIÓN DEL DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN.....	2-1
2.1.	Introducción .....	2-1
2.2.	Turbo-máquinas .....	2-2
2.3.	Expansores volumétricos .....	2-5
2.3.1.	Expansores rotativos de paleta.....	2-6
2.3.2.	Expansores rotativos de tornillo.....	2-8
2.3.3.	Expansores de pistón rotativo .....	2-9
2.3.4.	Expansores rotativos <i>Scroll</i> .....	2-10
2.4.	Comparación entre los diferentes dispositivo de expansión .....	2-15
2.5.	Selección del compresor <i>scroll</i> a modificar a expansor.....	2-17
2.6.	Conclusiones .....	2-18
CAPÍTULO 3	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL EXPANSOR <i>SCROLL</i> .....	3-1
3.1.	Introducción .....	3-1

3.2.	Caracterización del expansor <i>scroll</i> .....	3-2
3.2.1.	Caracterización del expansor <i>scroll</i> sin carga.....	3-4
3.2.2.	Caracterización del expansor <i>scroll</i> utilizando aire como fluido de trabajo	3-5
3.2.3.	Caracterización del expansor <i>scroll</i> utilizando amoníaco como fluido de trabajo	3-11
3.2.4.	Ensayos realizados en las caracterizaciones .....	3-17
3.3.	Resultados de la caracterización del expansor <i>scroll</i> utilizando aire y amoníaco como fluidos de trabajo.....	3-18
3.3.1.	Perdidas mecánicas .....	3-20
3.3.2.	Influencia de la lubricación.....	3-21
3.3.3.	Influencia de la temperatura del fluido a la entrada del expansor .....	3-23
3.3.4.	Influencia de la relación de presiones del expansor.....	3-24
3.3.5.	Influencia de la frecuencia de giro del expansor .....	3-26
3.4.	Conclusiones .....	3-27
CAPÍTULO 4 MODELIZACIÓN DEL EXPANSOR <i>SCROLL</i> .....		4-1
4.1.	Introducción .....	4-1
4.2.	Modelo semiempírico utilizado .....	4-4
4.3.	Determinación de los parámetros del modelo.....	4-11
4.3.1.	Perdidas mecánicas .....	4-11
4.3.2.	Relación volumétrica .....	4-11
4.3.3.	Área de fuga del expansor.....	4-14
4.4.	Comparación y validación del modelo semiempírico.....	4-19
4.5.	Aplicación del modelo semiempírico a otros expansores de la misma gama y de mayor capacidad.....	4-21
4.6.	Mapas de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012 ....	4-23
4.6.1.	Mapas de operación del TRSA05 .....	4-24
4.6.2.	Mapas de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012	4-25

4.7.	Conclusiones .....	4-26
CAPÍTULO 5 INTEGRACIÓN DEL EXPANSOR EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCIR ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN.....		
		5-1
5.1.	Introducción .....	5-1
5.2.	Ciclos de absorción para la producción de energía mecánica y refrigeración	5-4
5.2.1.	Ciclo de absorción en serie para producir energía mecánica y refrigeración	5-6
5.2.2.	Ciclo de absorción dual para producir energía mecánica y refrigeración..	5-8
5.3.	Metodología desarrollada para la simulación de los ciclos de absorción para la producción de energía mecánica y refrigeración .....	5-10
5.3.1.	Modelización termodinámica de los ciclos de absorción para producir energía mecánica y refrigeración .....	5-10
5.3.3.	Propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo .....	5-13
5.3.4.	Prestaciones de los ciclos.....	5-13
5.4.	Simulación termodinámica de los ciclos de absorción en serie para la producción de energía mecánica y refrigeración .....	5-15
5.4.1.	Influencia de la concentración del vapor a la entrada del expansor .....	5-15
5.4.2.	Influencia del recalentamiento del vapor a la entrada del expansor .....	5-17
5.4.3.	Influencia del absorbente utilizado .....	5-18
5.4.4.	Influencia del tamaño del expansor en el ciclo .....	5-19
5.4.5.	Configuraciones en serie de los expansores.....	5-21
5.5.	Simulación termodinámica de los ciclos de absorción dual que producen energía mecánica y refrigeración .....	5-28
5.5.1.	Influencia de la temperatura de generación .....	5-29
5.5.2.	Influencia de la temperatura de condensación .....	5-30
5.5.3.	Influencia de la temperatura de evaporación .....	5-31
5.5.4.	Influencia del tamaño del expansor .....	5-33
5.6.	Conclusiones .....	5-34

CAPÍTULO 6	CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS.....	6-1
6.1.	Conclusiones.....	6-1
6.2.	Perspectivas futuras .....	6-3
CAPÍTULO 7	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	7-1
ANEXO A.	DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS REALIZADOS CON AIRE.....	A-1
ANEXO B.	DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS REALIZADOS CON AMONIACO.....	B-1
ANEXO C.	PROGRAMA UTILIZADO EN EES PARA CALCULAR Y EXTRAPOLAR LAS PRESTACIONES DEL EXPANSOR <i>SCROLL</i> .....	C-1
ANEXO D.	INFLUENCIA DEL AMONIACO EN LOS MATERIALES DE FABRICACION DEL EXPANSOR <i>SCROLL</i> .....	D-1

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Consumo energético de los países miembros y no miembros de la OECD, histórico 1965-2012 y proyecciones para el periodo 2012-2035. ....	1-2
Figura 1-2. Evolución del consumo energético final a nivel sectorial en España entre 1990 y 2010. ....	1-2
Figura 1-3. Usos de la energía en los sectores residencial y servicios (2010). ....	1-3
Figura 1-4. Uso de energía a nivel mundial según tipo de combustible, 1990-2035. ....	1-4
Figura 1-5. Ciclo de absorción para producir potencia de Maloney y Robertson [5]. ....	1-5
Figura 1-6. Aprovechamiento de la fuente de calor de las mezclas zeotrópicas y fluidos puros. ....	1-6
Figura 1-7. (a) Esquema del ciclo básico de Kalina, (b) fracción másica de amoníaco en función de la temperatura y concentración. ....	1-7
Figura 1-8. Ciclo combinado de potencia y refrigeración propuesto por Goswami [9]. ....	1-8
Figura 1-9. Diagrama del ciclo propuesto por Erickson et al. [17]. ....	1-10
Figura 1-10. Sistema combinado de potencia y refrigeración por absorción de amoníaco-agua propuesto por Amano et al. [18]. ....	1-11
Figura 1-11. Ciclo de absorción doble efecto para la producción de potencia y refrigeración propuesto por Ziegler [20]. ....	1-11
Figura 2-1. Rangos de potencia mecánica óptimos para las turbinas, expansores de tornillo y expansores scroll [43]. ....	2-4
Figura 2-2. Expansor rotativo de paletas. ....	2-7
Figura 2-3. Expansor de tornillos helicoidales, (a) corte transversal y (b) principio de funcionamiento. ....	2-8
Figura 2-4. Principio de funcionamiento del expansor de pistón rotativo. ....	2-9
Figura 2-5. Principio de funcionamiento de un expansor <i>scroll</i> . ....	2-10
Figura 2-6. Vista (a) exterior e (b) interior de los compresores herméticos <i>scroll</i> . ....	2-11
Figura 2-7. Compresores (a) Sanden y (b) Eneftech abiertos tipo <i>scroll</i> . ....	2-13

Figura 2-8. Compresores abiertos (a) Air Squared, (b) Hitachi y (c) Air Squared tipo oil free.....	2-13
Figura 2-9. Compresor <i>scroll</i> a modificar a expansor. ....	2-17
Figura 2-10. Despiece del compresor <i>scroll</i> . ....	2-18
Figura 3-1. Tipos de variables del expansor <i>scroll</i> . ....	3-2
Figura 3-2. Vista (a) posterior y (b) anterior de la termografía realizada al expansor <i>scroll</i> . ....	3-3
Figura 3-3. Selección de orificio de entrada y salida del expansor <i>scroll</i> . ....	3-3
Figura 3-4. Esquema de la instalación experimental para ensayar el expansor sin carga. ....	3-5
Figura 3-5. Esquema conceptual de la instalación experimental para la caracterización del expansor con aire. ....	3-5
Figura 3-6. Compresor de aire Atlas Copco SF4. ....	3-7
Figura 3-7. (a) Vista exterior y (b) corte transversal de la válvula reguladora de presión. ....	3-7
Figura 3-8. Sistema calentamiento de aire. ....	3-8
Figura 3-9. (a) Vista y (b) corte transversal del lubricador de aire. ....	3-8
Figura 3-10. Componentes del sistema de frenado eléctrico. ....	3-9
Figura 3-11. Instalación experimental para caracterizar el expansor con amoniaco. ....	3-11
Figura 3-12. Esquema de la instalación experimental para caracterizar el expansor con amoniaco. ....	3-12
Figura 3-13. Bomba de amoniaco. ....	3-13
Figura 3-14. (a) Imagen, (b) corte transversal del separador de aceite y (c) principio físico de la coalescencia. ....	3-14
Figura 3-15. Bomba dosificadora de aceite. ....	3-15
Figura 3-16. (a) Imagen y (b) corte trasversal de la caldera de aceite térmico. ....	3-15
Figura 3-17. Unidad enfriadora de agua. ....	3-16

Figura 3-18. Par motor requerido para mover el expansor en vacío a diferentes frecuencias de giro.....	3-20
Figura 3-19. Influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco. ....	3-21
Figura 3-20. Influencia de la temperatura del fluido a la entrada del expansor en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.....	3-23
Figura 3-21. Influencia de la relación de presiones en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.....	3-25
Figura 3-22. Influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.....	3-26
Figura 4-1. Modelo semiempírico de Lemort et al. [59].....	4-3
Figura 4-2. (a) Información del modelo y (b) esquema conceptual del modelo semiempírico. ....	4-5
Figura 4-3. Fenómeno de la (a) sub-expansión y la (b) sobre-expansión.....	4-7
Figura 4-4. Fugas del fluido en el expansor.....	4-8
Figura 4-5. Efecto del lubricante en las holguras de los espirales. ....	4-8
Figura 4-6. Esquema de la tobera convergente simple reversible e isentrópica. ....	4-9
Figura 4-7. Negativo de los espirales del expansor scroll. ....	4-12
Figura 4-8. Plano de los espirales del expansor <i>scroll</i> a escala 1:1. ....	4-12
Figura 4-9. Análisis de movimiento de los espirales. ....	4-13
Figura 4-10. Medición del área seccional de las cámaras del expansor. ....	4-14
Figura 4-11. Influencia en el área de fuga del expansor de la (a) lubricación, (b) temperatura a la entrada del expansor, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con aire. ....	4-15
Figura 4-12. Influencia de la (a) lubricación, (b) temperatura a la entrada del expansor, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con amoniaco.....	4-17
Figura 4-13. Evolución del área del orificio de aspiración del expansor.....	4-18



Figura 4-14. Comparación entre los valores del área de fuga calculados y obtenidos de los ensayos con amoniaco. ....	4-19
Figura 4-15. Comparación entre la potencia mecánica calculada mediante el modelo y los medidos experimentalmente. ....	4-19
Figura 4-16. Comparación entre el caudal másico calculado mediante el modelo y el medido experimentalmente. ....	4-20
Figura 4-17. Comparación entre la temperatura de salida del expansor calculada y medida. ....	4-20
Figura 4-18. Comparación entre la potencia mecánica calculada y provista por el fabricante como compresor para (a) TRSA09 y (b) TRSA012. ....	4-22
Figura 5-1. Configuración en serie de dos expansores <i>scroll</i> . ....	5-2
Figura 5-2. Influencia de la relación de presiones y frecuencia de giro del primer expansor en la frecuencia de giro del segundo expansor. ....	5-2
Figura 5-3. Configuración en serie-paralelo. ....	5-3
Figura 5-4. Esquema conceptual de las configuraciones propuestas en (a) serie y (b) paralelo. ....	5-5
Figura 5-5. Esquema conceptual del ciclo en serie (a) con absorbentes volátiles y (b) con no-volátiles. ....	5-6
Figura 5-6. Esquema conceptual del ciclo dual (a) con absorbentes volátiles y (b) con no-volátiles. ....	5-8
Figura 5-7. Flujos de masa y energía en cada componente del ciclo. ....	5-11
Figura 5-8. Influencia de la concentración del amoniaco a la salida del rectificador en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergético del ciclo. ....	5-16
Figura 5-9. Influencia del recalentamiento del vapor a la entrada del expansor en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergética del ciclo. ....	5-17

Figura 5-10. Influencia del fluido de trabajo en la temperatura del amoniaco a la salida del expansor. ....	5-18
Figura 5-11. Influencia del desplazamiento volumétrico del expansor y la relación de presiones del ciclo en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergético. ....	5-20
Figura 5-12. Influencia del desplazamiento volumétrico en el rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento exergético del ciclo cuando la relación de presiones del ciclo varía desde 3.0 hasta 10.0 utilizando únicamente un solo expansor. ....	5-22
Figura 5-13. Prestaciones de la asociación en serie en la (a) potencia mecánica del expansor, (b) rendimiento isentrópico global, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico del ciclo. ....	5-23
Figura 5-14. Relaciones de presiones (a y b) y frecuencias de giro (c y d) optimas en la primera y segunda etapa de expansión, respectivamente. ....	5-24
Figura 5-15. Prestaciones del sistema de expansión y rendimientos del ciclo cuando se utiliza un expansor (TRSA05) en la primera etapa de expansión y dos en paralelo en la segunda etapa de expansión. ....	5-25
Figura 5-16. Condiciones de operación de los expansores en la configuración en serie – paralelo utilizando un expansor TRSA05 en la primera etapa de expansión y dos expansores asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión. ....	5-26
Figura 5-17. Prestaciones del sistema de expansión y rendimientos del ciclo cuando se utiliza un expansor (TRSA012) en la primera etapa de expansión y dos expansores en paralelo en la segunda etapa de expansión. ....	5-27
Figura 5-18. Condiciones de operación de los expansores en la configuración en serie – paralelo utilizando un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión. ....	5-28
Figura 5-19. Influencia de la temperatura de generación en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico. ....	5-29

Figura 5-20. Influencia de la temperatura del sumidero en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico. .... 5-30

Figura 5-21. Influencia de la temperatura de evaporación en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico. .... 5-32

Figura 5-22. Influencia del desplazamiento volumétrico del expansor en la (a) potencia mecánica, (b) rendimiento isentrópico del expansor, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (b) rendimiento térmico..... 5-34

Figura D-1. Estado de los materiales de fabricación del expansor posterior a su funcionamiento con amoníaco.....D-2

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1. Potencial energético de las diferentes fuentes de calor de baja temperatura [4].....	1-5
Tabla 1-2. Prestaciones de los ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración.....	1-12
Tabla 2-1. Prestaciones de las turbinas radiales encontradas en la literatura.....	2-3
Tabla 2-2. Análisis paramétrico de una turbina radial operando con amoniaco [35].	2-4
Tabla 2-3. Prestaciones de los diferentes expansor <i>scroll</i> encontrados en la literatura.....	2-15
Tabla 2-4. Comparación cualitativa entre los diferentes tipos de expansores.....	2-16
Tabla 3-1 Sensores utilizados en la instalación experimental con aire.....	3-11
Tabla 3-2 Características de los sensores utilizados en la instalación con aire.....	3-17
Tabla 4-1. Volúmenes de las cámaras del expansor.....	4-14
Tabla 4-2. Parámetros requeridos por la correlación del área de fuga.....	4-18
Tabla 4-3. Mapas de operación del expansor TRSA05, (a) rendimiento isentrópico global, (b) potencia mecánica en función de la temperatura de entrada del amoniaco.....	4-24
Tabla 4-4. Mapas de operación del expansor TRSA05, (a) rendimiento isentrópico global, (b) potencia mecánica en función de la frecuencia de giro del expansor.....	4-25
Tabla 4-5. Mapa de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012, (a) rendimiento isentrópico global y (b) potencia mecánica.....	4-26
Tabla A-1. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor utilizando aire como fluido de trabajo.....	A-3
Tabla A-2. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la temperatura de entrada del aire en las prestaciones del expansor.....	A-4
Tabla A-3. Datos experimentales obtenidos en los ensayos para determinar la influencia relación de presiones en las prestaciones del expansor,	

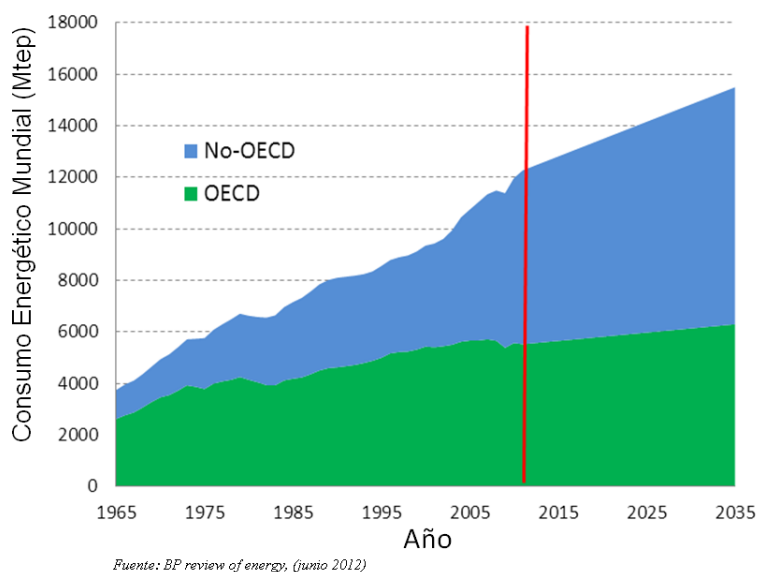
utilizando aire como fluido de trabajo. ....	A-5
Tabla A-4. Datos experimentales obtenidos en los ensayos realizados para determinar la influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor trabajando con aire como fluido de trabajo.....	A-6
Tabla B-1. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor utilizando amoniaco como fluido de trabajo.....	B-3
Tabla B-2. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la temperatura de entrada del amoniaco en las prestaciones del expansor.....	B-4
Tabla B-3. Datos experimentales obtenidos en los ensayos para determinar la influencia relación de presiones en las prestaciones del expansor, utilizando amoniaco como fluido de trabajo.....	B-4
Tabla B-4. Datos experimentales obtenidos en los ensayos realizados para determinar la influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor trabajando con amoniaco como fluido de trabajo.....	B-5

# Capítulo 1

## Introducción y objetivos

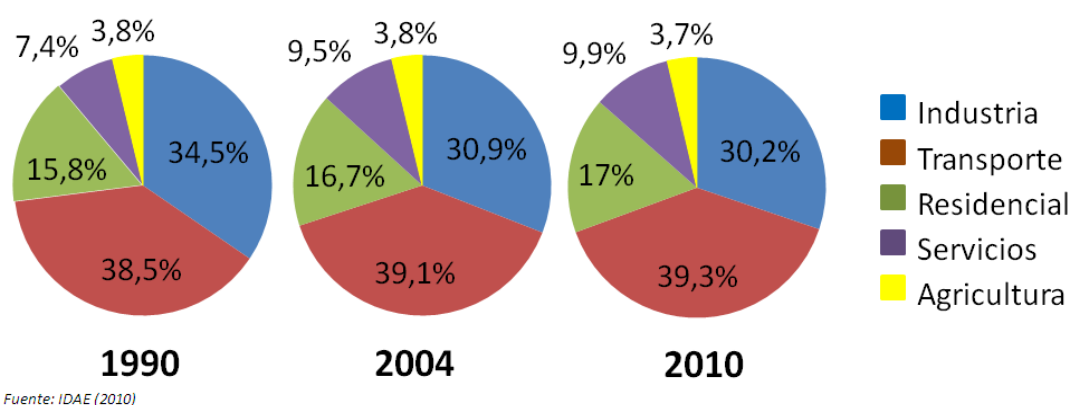
### 1.1. Contexto energético mundial

En el último siglo, la energía ha jugado un papel fundamental en el desarrollo de la sociedad influyendo considerablemente en su desarrollo económico, social y ambiental. Por ello en los últimos 40 años el consumo energético mundial ha crecido en torno a un 250% (desde 4,686 Mtep en 1969 hasta 11,164 Mtep en 2009), previéndose aumentos hasta 2035 con una tasa cercana del 1.8% anual [1], motivado principalmente por el crecimiento económico de los países en vías de desarrollo (Figura 1-1). Por dichas razones, el escenario energético mundial se ha ido reestructurando y adaptando a nuevas tendencias en que la energía y la protección del medio ambiente adquieren un rol cada vez más importante, incorporando como nuevos objetivos la obtención de nuevas fuentes de energías que sean limpias y renovables, así como en la mejora del uso de estas.



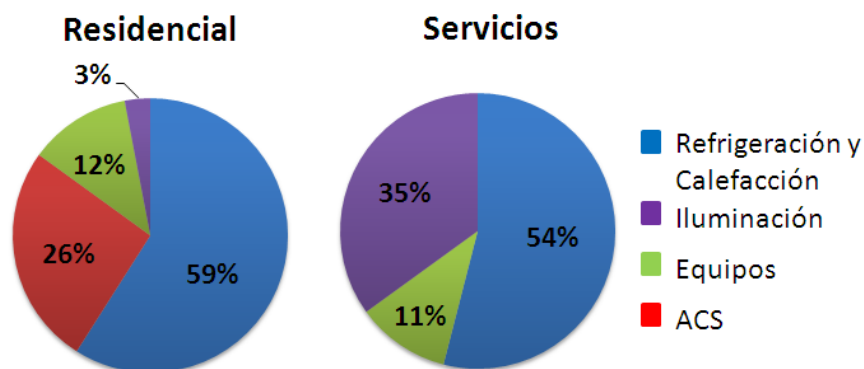
**Figura 1-1. Consumo energético de los países miembros y no miembros de la OECD, histórico 1965-2012 y proyecciones para el periodo 2012-2035.**

En países como España, el consumo energético se encuentra distribuido principalmente en cinco grandes sectores (agricultura, industria, residencial, servicios y transporte). Dos sectores en los que ha crecido considerable el consumo energético en las dos últimas décadas y que presentan un gran potencial de ahorro son los sectores residencial y servicios, donde el consumo ha aumentado desde un 15.8% a un 17% y desde un 7.7% a un 9.9%, respectivamente [2] (Figura 1-2).



**Figura 1-2. Evolución del consumo energético final a nivel sectorial en España entre 1990 y 2010.**

En el sector residencial, el consumo energético se distribuye principalmente en la demanda de calefacción y refrigeración (59%), agua caliente sanitaria (26%) y la demanda de iluminación y equipos (15%). En el sector servicios, el consumo energético se debe principalmente a iluminación (35%), refrigeración (31%) y calefacción (23%).



Fuente: IDAE (2010)

Figura 1-3. Usos de la energía en los sectores residencial y servicios (2010).

A nivel mundial, el consumo energético está cubierto principalmente por fuentes de energía provenientes de recursos fósiles, los cuales son transformados principalmente en electricidad, ya que la mayoría de electrodomésticos (refrigeradores, estufas, lavadoras, secadoras, lavavajillas, bombas de calor, calderas eléctricas para calefacción, accionamiento de maquinaria como ascensores, bombas de riego, etc.) utilizan este tipo de energía para funcionar.

Las fuentes de energía utilizadas para cubrir la demanda energética mundial, son principalmente del tipo no renovable, tales como: carbón, gas natural, combustibles líquidos de origen fósil, derivados del petróleo y la energía nuclear. Sin embargo, este tipo de fuentes de energías se caracterizan principalmente por no ser amigables con el medioambiente y encontrarse en cantidades limitadas.

De estas fuentes de energía, el petróleo destaca como la fuente más importante, abundante y consumida, seguida por el carbón, muy utilizado para la generación de electricidad. Luego el gas natural, que se ha posicionado en tercer lugar, habiéndose incrementado su consumo en los últimos años debido a su alta eficiencia global para el consumidor final y popularizándolo como una importante alternativa para aplicaciones de generación eléctrica. En cuarto lugar se encuentran las energías renovables, las cuales van adquiriendo un peso cada vez más importante en el mapa energético mundial. Finalmente, se tiene la energía nuclear, la cual se estima que mantendrá un ligero ascenso [1] hasta 2035.



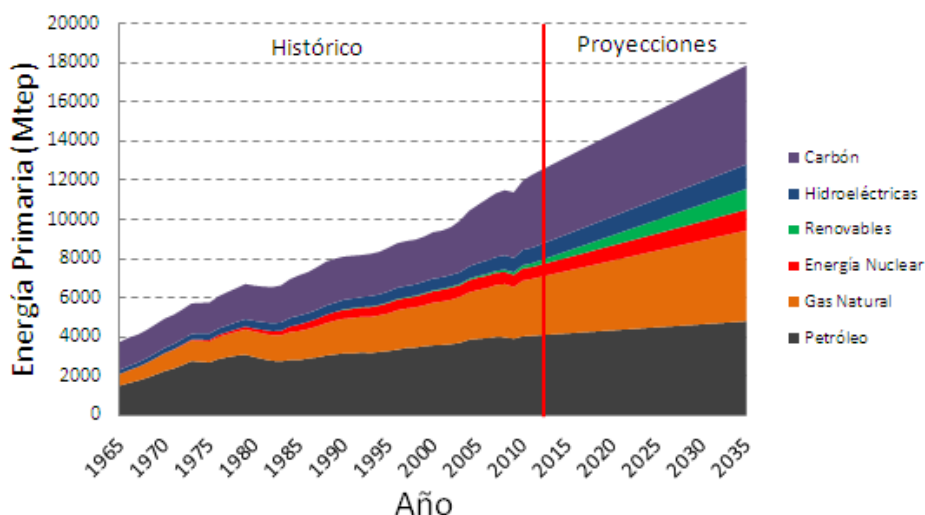


Figura 1-4. Uso de energía a nivel mundial según tipo de combustible, 1990-2035.

A causa de que las principales fuentes de energías utilizadas afectan negativamente al medio ambiente, además de encontrarse en cantidades limitadas, los gobiernos e industrias están cada vez más implicados en mitigar estos efectos y se han propuesto como objetivo para los países industrializados y economías de transición, reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> por debajo del volumen producido en 1990 en torno a un 5.1%. En concreto, para la Unión Europea esta reducción se ha fijado en torno a un 8% entre el periodo 2008-2012 respecto a las emisiones producidas en 1990. Esto hace que sea de gran interés encontrar una forma de proveer estas demandas a partir de fuentes limpias y renovables.

Existen diferentes tipos de energías renovables que pueden ser utilizadas para suplir este tipo de demandas, tales como la energía eólica, geotérmica, mareomotriz, mareomotérmica, biomasa, energía solar térmica y muchas más. No obstante un tipo de energía abundante y que tiene un gran potencial para su aplicación es la energía térmica procedente de calor residual o de fuentes de energías renovables.

Peterson [3], clasificó las fuentes de energía térmica en función de su temperatura, ya sea de baja temperatura (entre 353 K y 423 K); mediana temperatura (entre 423 K y 773 K) y alta temperatura (superiores a 773 K).

Las fuentes de energía térmica de baja temperatura son muy abundantes, sobre todo en forma de calor residual o energía solar térmica de baja temperatura. Rattener y Garimella [4] clasificaron el potencial energético de las diferentes fuentes de calor producidas anualmente, observándose que las fuentes de energía de baja temperatura tienen un gran potencial de aplicación (Tabla 1-1).

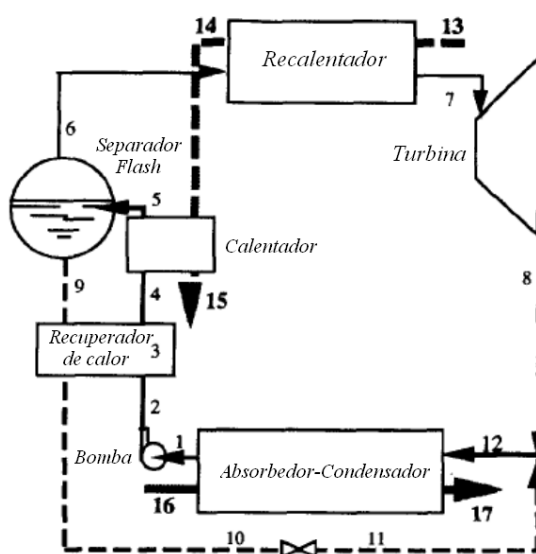
**Tabla 1-1. Potencial energético de las diferentes fuentes de calor de baja temperatura [4].**

<b>Fuentes de alta</b>	13.9 x 10 <sup>9</sup> GJ Convertidos directamente a electricidad.
250 – 500 °C	1.9 x 10 <sup>9</sup> GJ 65% refrigeración o 100% calefacción.
100 – 250 °C	0.8 x 10 <sup>9</sup> GJ 27% refrigeración residencial o 24%
50 – 100 °C	3.0 x 10 <sup>9</sup> GJ 100% ACS o 100% calefacción.
40 – 50 °C	7.3 x 10 <sup>9</sup> GJ para procesos industriales y calefacción.

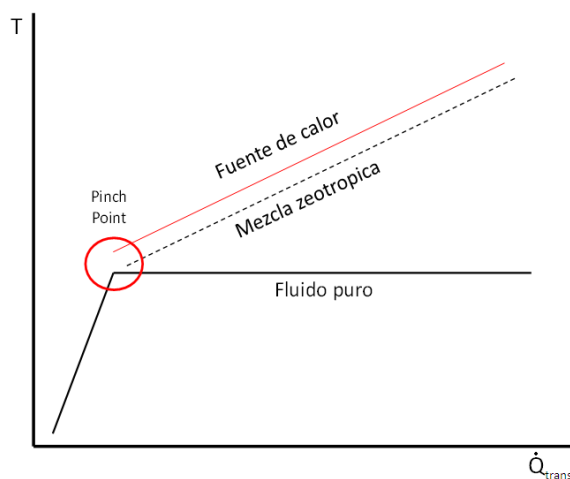
Las fuentes de calor de baja temperatura son abundantes. Especialmente en el sector industrial y aplicaciones solares, diversos autores han propuesto aprovechar este tipo de fuentes de energía para transformarlas en energía mecánica a través de ciclos de absorción que producen energía mecánica o refrigeración en ciclos de refrigeración por absorción.

## 1.2. Ciclos de absorción para producir potencia

Maloney y Robertson [5] propusieron un ciclo de potencia similar al ciclo de Rankine (Figura 1-5) que utilizaba una mezcla de amoníaco/agua y un absorbedor-condensador a la salida de la turbina. Mediante el proceso de absorción en el absorbedor-condensador se podía independizar la presión a la salida de la turbina de la temperatura de condensación si se utilizase un fluido puro (como se da en el ciclo Rankine) lo cual permite disponer de mayores relaciones de presión en el proceso de expansión en la turbina y consecuentemente producir una mayor potencia mecánica.

**Figura 1-5. Ciclo de absorción para producir potencia de Maloney y Robertson [5].**

Adicionalmente, al utilizar este tipo de mezclas zeotrópicas como la del amoniaco/agua se puede aprovechar de mejor forma la fuente de calor (Figura 1-6), debido a que presentan una temperatura de ebullición variable entre las del soluto y del solvente y que depende de la composición, lo cual es muy ventajoso en el caso de fuentes de calor sensibles.

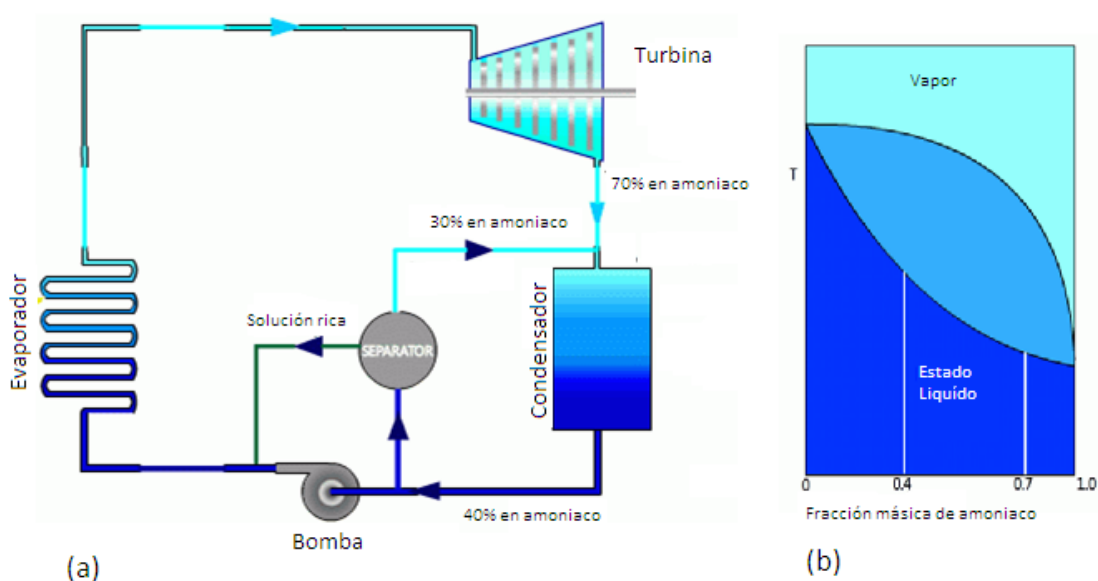


**Figura 1-6. Aprovechamiento de la fuente de calor de las mezclas zeotrópicas y fluidos puros.**

Estos autores realizaron en su trabajo un análisis termodinámico del ciclo propuesto y compararon los resultados con los de un ciclo de Rankine convencional con agua. Las condiciones en que operaba este ciclo eran las siguientes: la temperatura de ebullición estaba comprendida entre 137 y 193 °C, el sumidero térmico a 37.7 °C ya la mezcla de amoniaco/agua tenía una composición másica de la mezcla en el generador del 20% en amoniaco, siendo la concentración másica en amoniaco de la corriente de vapor a la entrada de la turbina del 87% y el recalentamiento del vapor de 30 °C. El rendimiento térmico del ciclo era del 20.7% frente a un 25% del ciclo convencional. Mejores resultados que los que obtuvieron Maloney y Robertson pueden obtenerse si se disminuye la temperatura del sumidero, ya que a temperaturas más bajas pueden conseguirse presiones más bajas y en consecuencia una mayor producción de potencia y un mejor rendimiento.

En la década de los ochenta, Kalina [6] introdujo ciertas mejoras (Figura 1-7) en el ciclo de Maloney y Robertson con resultados muy prometedores. Así, Kalina introdujo a la salida del condensador, un sistema de destilación el cual separaba la solución en dos: una rica en amoniaco que iba al evaporador y otra pobre en amoniaco la cual retornaba al condensador. La razón por la cual Kalina decidió hacer esta

mejora se debe a que la temperatura de condensación de la solución es función de su concentración en amoníaco (Figura 1-7b) y a medida que esta disminuye aumenta su temperatura de condensación. Mediante este destilador Kalina logro disminuir la concentración del vapor de amoníaco proveniente de la turbina (el cual era del 70%) adicionándole la corriente de solución pobre proveniente del destilador (la cual era del 30%) y con esto disminuir la concentración de la solución en el condensador al 40%. Con esta mejora, Kalina obtuvo rendimientos térmicos superiores entre 1.6 y 1.9 veces más que con un ciclo de Rankine convencional a las mismas condiciones de operación.



**Figura 1-7. (a) Esquema del ciclo básico de Kalina, (b) fracción másica de amoníaco en función de la temperatura y concentración.**

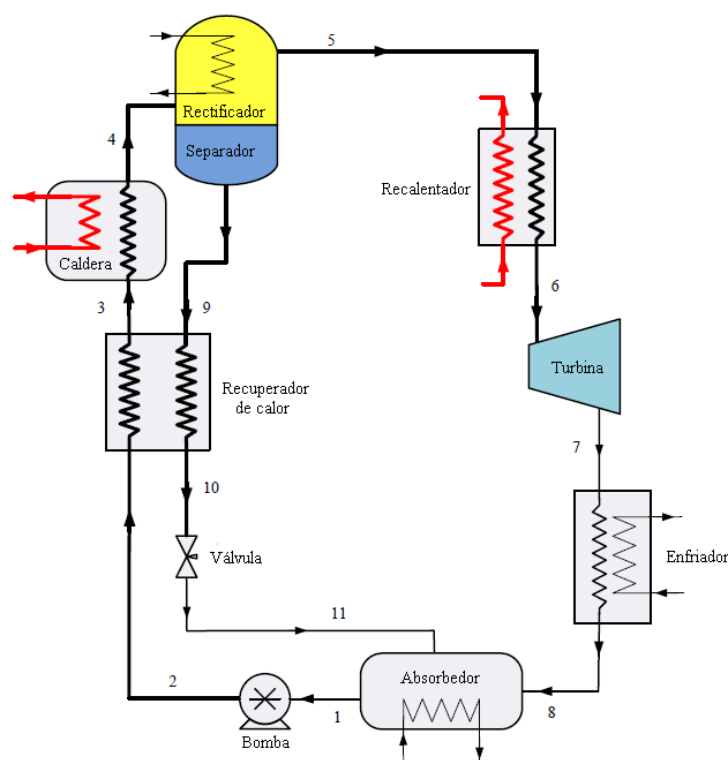
A partir de las mejoras propuestas por Kalina, los ciclos termodinámicos basados en procesos de absorción se han vuelto atractivos para la producción de energía mecánica, esto ha incentivado la aparición de nuevos ciclos, los cuales además de producir energía mecánica, producen refrigeración [7].

### **1.3. Ciclos de absorción que producen potencia mecánica y refrigeración**

Hoy en día, el uso de ciclos de refrigeración por absorción utilizando amoníaco-agua como fluido de trabajo está limitado a aplicaciones industriales de refrigeración y de acondicionamiento de aire a pequeña escala en sectores como el residencial y el

comercial [8]. No obstante, la relativa elevada diferencia de presiones existente entre el generador y el absorbedor permite colocar en estos ciclos un dispositivo de expansión para la producción de potencia mecánica. Esta mejora podría traer múltiples beneficios, tales como el uso de fuentes de energía solar o de calor residual para cubrir la demanda de calefacción, refrigeración y electricidad a lo largo del año. Además de disminuir el periodo de amortización de estas instalaciones, a causa del aumento del número de horas de funcionamiento del sistema no solo para cubrir la demanda de frío sino también la de energía eléctrica.

Goswami [9] fue el primero en proponer un ciclo absorción que produce energía mecánica y refrigeración de forma combinada (Figura 1-8). Este ciclo se enfocó principalmente para producir energía mecánica, y adicionalmente producir algo de frío aprovechando el calor sensible de la corriente de amoniaco a la salida de la turbina, ya que debido a la expansión del amoniaco esta corriente sale a una temperatura relativamente más baja que la del ambiente.



**Figura 1-8.** Ciclo combinado de potencia y refrigeración propuesto por Goswami [9].

El ciclo propuesto por Goswami (Figura 1-8) se compone de nueve componentes, los cuales son: absorbedor, bomba, válvula, recuperador de calor, caldera, rectificador/separador, recalentador, turbina y enfriador. Su principio de

funcionamiento se basa en que la solución en estado líquido proveniente del absorbedor (1) es bombeada hasta (2), luego la corriente (2) se hace pasar a través de un intercambiador de calor el cual permite recuperar el calor proveniente de la corriente que viene del separador. La corriente (3) entra a un intercambiador de calor (caldera) el cual aumenta su temperatura hasta (4) y entra al separador/rectificador en donde se separa en dos corrientes: una de vapor de amoníaco (5) y otra de solución pobre en amoníaco (9). Seguidamente la corriente (9) es aprovechada para recalentar la corriente (2). La corriente (10) pasa por una válvula de regulación que controla el caudal de solución (11). La corriente de vapor de amoníaco (5) es recalentada hasta (6), donde entra en el expansor para producir la energía mecánica. El amoníaco después de haberse expandido (7) sale a una temperatura relativamente más baja que la del ambiente, aprovechando esta corriente para producir frío (calor sensible) hasta el estado (8). Finalmente, la corriente de amoníaco (8) retorna al absorbedor donde es absorbida por la solución pobre en amoníaco.

Inicialmente, los trabajos de investigación del grupo del Prof. Goswami, se enfocaron en determinar e identificar las condiciones óptimas de operación [10] y definir los parámetros más apropiados para expresar los rendimientos de este tipo de ciclos [11], esto último se debió a que el concepto de rendimiento térmico sobreestima el rendimiento real de estos ciclos, ya que su definición es la relación existente entre la sumatoria de la potencia mecánica y la refrigeración (dos tipos de energía diferentes) respecto a la potencia térmica requerida para activar el ciclo. En cambio, el calcular el rendimiento de estos ciclos utilizando el rendimiento de la segunda ley de la termodinámica, permite obtener una apropiada expresión debido que este se determina mediante la relación existente entre el rendimiento térmico del ciclo y el rendimiento del ciclo tratándolo como reversible, lo cual define de forma más realística y consistente el rendimiento del ciclo.

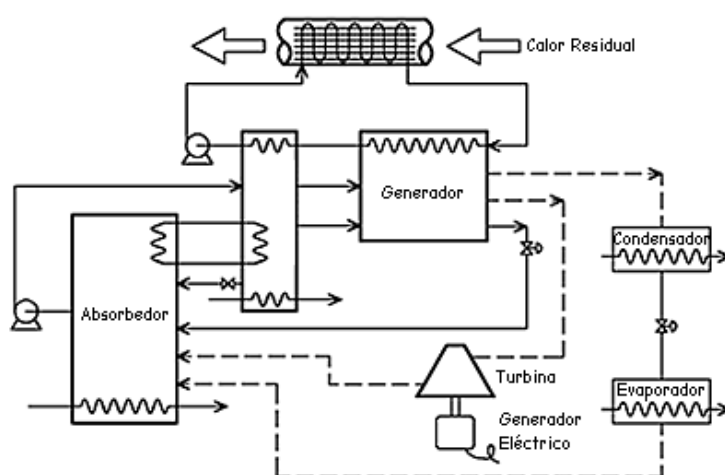
Goswami et al. [12,13], mediante diferentes estudios teóricos concluyeron que el ciclo combinado de potencia y refrigeración por absorción puede ser optimizado en función de las diferentes definiciones de rendimientos, de la potencia mecánica, temperatura mínima de refrigeración, concentración de la solución y diferentes configuraciones del ciclo.

Posteriormente, se han desarrollado diferentes trabajos de simulación del ciclo en función del rendimiento según el segundo principio de la termodinámica [14,15],

determinando que estos ciclos pueden llegar a tener rendimientos exergéticos cercanos al 65.8% [11].

Tamm y Gunnar [16] construyeron una instalación experimental para estudiar el comportamiento de un ciclo absorción que produce potencia mecánica y refrigeración de forma combinada. El estudio se enfocó principalmente en caracterizar los dispositivos experimentales que generan y absorben el vapor de amoníaco en la solución.

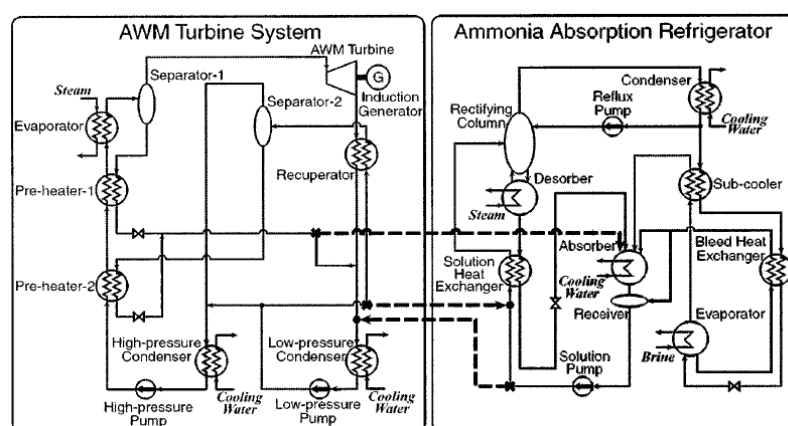
Otros trabajos realizados sobre ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración fueron desarrollados por Erickson et al. [17], donde propusieron un ciclo que produce energía mecánica y refrigeración de forma dual (Figura 1-9), a diferencia del ciclo propuesto por Goswami donde se genera la energía mecánica y la refrigeración en serie.



**Figura 1-9. Diagrama del ciclo propuesto por Erickson et al. [17].**

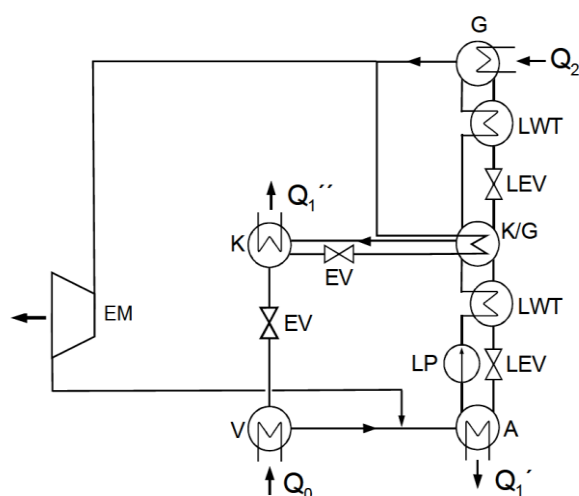
El esquema de funcionamiento de este ciclo se presenta en la Figura 1-9, el cual consiste en la unión de dos ciclos, uno de refrigeración por absorción y otro del tipo Kalina que trabajan de forma paralela. En este ciclo el absorbedor, el intercambiador de calor de solución/solución y el generador son comunes para ambos ciclos. La principal ventaja de este ciclo, respecto al de Goswami es que se puede decidir el modo de trabajo, ya sea completamente para potencia (Kalina), o solo para la producción de frío (absorción) o simultáneamente potencia y frío. Esta ventaja permite adaptar estos ciclos de mejor forma a los perfiles de demanda en el sector residencial, mediante este tipo de ciclos los autores consiguieron rendimientos térmicos cercanos al 12%, utilizando fuentes de calor entre 120 °C y 300 °C.

Otro tipo de ciclo que utiliza amoníaco-agua y que produce energía mecánica y refrigeración (Figura 1-10) fue propuesto por Amano y Takeshita [18,19]. Este ciclo consiste en la combinación de dos sub-ciclos, uno de potencia y otro de refrigeración. La principal característica de este ciclo es que ambos comparten únicamente la solución rica y pobre de amoníaco-agua y cada uno tiene independientemente el generador y absorbedor.



**Figura 1-10. Sistema combinado de potencia y refrigeración por absorción de amoníaco-agua propuesto por Amano et al. [18].**

Takeshita et al. [19] mediante una demostración experimental concluyeron que este ciclo [18] mejora la producción de energía mecánica y el COP del ciclo de refrigeración en torno a un 13% en comparación al ciclo de refrigeración por absorción convencional, a causa de que en esta configuración se disminuye el calor en la rectificación.



**Figura 1-11. Ciclo de absorción doble efecto para la producción de potencia y refrigeración propuesto por Ziegler [20].**



Ziegler [20] propone conceptualmente un ciclo de absorción de doble efecto el cual produce energía mecánica y refrigeración de forma dual. El esquema de este ciclo se presenta en la Figura 1-11, donde la solución rica proveniente del absorbedor es bombeada hasta el generador de alta (G) y el vapor de amoníaco es separado en dos corrientes: una que se dirige al sub-ciclo de potencia y la otra al sub-ciclo de refrigeración. La principal ventaja de este ciclo es que se obtienen mayores diferenciales de presión al tratarse de un ciclo de doble efecto lo cual favorece la producción de potencia mecánica. Adicionalmente se puede ajustar la relación entre la producción de potencia y la refrigeración favoreciendo la adaptación a los perfiles de demanda.

Ayou et al. [7] realizaron una revisión bibliográfica (Tabla 1-2) sobre los diferentes ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración encontrados en la literatura. Determinando que existen diferentes configuraciones, las cuales dependen principalmente de los niveles de presión (simple, doble y triple efecto) del ciclo, fluidos de trabajo ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$ ) y de la forma en que producen la energía útil del ciclo (serie y dual). Además estudiaron los diferentes parámetros e indicadores de rendimiento (térmico y exergético) que determinan las prestaciones de estos ciclos.

**Tabla 1-2. Prestaciones de los ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración.**

Autor	Rendimiento		Relación
	Térmico	Exergético <sup>1</sup>	Potencia/frío
Erickson et al. [17]	11.96	N.D	N.D
Zhang et al. [21]	25.00	50.90	4.00
Wang et al. [22]	20.45	35.54	2.73
Liu et al. [23]	N.D	57.60	3.62
Zheng et al. [24]	24.20	37.30	2.48
Zhang et al. [25]	28.20	55.80	2.70
Wang et al. [26]	20.97	35.77	2.49
Kiani et al. [27]	30.00	N.D	N.D
Zhang et al. [21]	27.70	55.70	2.99
Jawahar et al. [28]	35.00 - 45.00	N.D	0.36

<sup>1</sup> Referenciado a 20 °C

En todos los ciclos presentados anteriormente, el dispositivo de expansión es el más importante [29-32], ya que es el elemento responsable de la producción de energía mecánica y su incorrecta selección penalizaría considerablemente las prestaciones de

estos ciclos o limitaría mucho su aplicabilidad. Adicionalmente cabe destacar que los ciclos mencionados anteriormente utilizan amoníaco como fluido de trabajo, lo cual dificulta aún más la selección de un expansor adecuado que permita producir potencia mecánica con rendimientos aceptables. Esta limitación ha penalizado el desarrollo de estos ciclos, ya que comercialmente y en la literatura se encuentra muy poca información sobre expansores diseñados para trabajar con amoníaco. Es por ello que se hace atractivo e interesante el poder encontrar un dispositivo de expansión adecuado para utilizarlo en ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración y que emplean amoníaco como fluido de trabajo.

#### **1.4. Requerimientos del expansor**

El amoníaco ofrece un desafío bastante interesante para seleccionar un expansor adecuado para este tipo de ciclos. En esta aplicación el expansor seleccionado no debe estar construido con materiales tales como el cobre, bronce o aleaciones de estos materiales, ya que sufren una elevada corrosión en presencia del amoníaco, así como con ciertos polímeros que se degradan en presencia del amoníaco. Es por ello, que se han propuesto los siguientes requerimientos para poder seleccionar adecuadamente un expansor que pueda utilizarse en este tipo de ciclos:

- El expansor debe estar construido completamente de materiales compatibles con amoníaco, tanto en cuanto a elastómeros como a materiales del cuerpo, que deben ser de acero o aluminio.
- Debido a que estos ciclos se enfocan a aplicaciones de pequeña potencia, el rango de potencia mecánica producida puede limitarse hasta unos 5 kW.
- Si hay que realizar alguna modificación en cuanto a sus partes móviles, sellos o en su principio de funcionamiento, se requiere que sea fácilmente desmontable.
- Comercialmente disponible, para garantizar un precio competitivo y también obtener fácilmente piezas de recambio.
- Los límites en las condiciones de operación del expansor en cuanto a presión y temperatura máximas admisibles, deben adaptarse a los ciclos de absorción.

## 1.5. Justificación y objetivos

Hasta ahora, el uso de ciclos de refrigeración por absorción que utilizan amoníaco como refrigerante, se ha limitado a la producción de refrigeración en grandes instalaciones industriales o al acondicionamiento de aire en el sector comercial o residencial utilizando pequeños equipos de llama directa. Sin embargo, ciertos autores han propuesto aprovechar la relativamente alta presión del amoníaco a la salida del generador para expandirlo hasta la presión en el absorbedor y así producir energía mecánica. No obstante, el desarrollo de este tipo de ciclos ha estado limitado principalmente por la selección de un dispositivo de expansión adecuado que permita producir energía mecánica a pequeña o media escala, y al mismo tiempo estar construido de materiales compatibles con el amoníaco. Por ello se hace necesario encontrar un dispositivo de expansión, que cumpla con los requisitos planteados anteriormente.

En esta tesis se propone realizar un estudio teórico y experimental del comportamiento de un expansor de pequeña potencia utilizando amoníaco como fluido de trabajo, para sistemas de absorción de manera que sea posible la producción de energía mecánica y refrigeración en un mismo sistema.

Los objetivos específicos en esta tesis son los siguientes:

- Revisión del estado del arte de los ciclos propuestos para la producción de energía mecánica y refrigeración a partir de fuentes de calor de baja temperatura y de los expansores de pequeña potencia utilizados para la producción de energía mecánica con ciclos de vapor.
- Selección, caracterización y modelización de un expansor de pequeña escala trabajando con amoníaco como fluido de trabajo.
- Utilización del modelo para predecir el comportamiento de otros expansores de mayor tamaño de la misma gama del expansor seleccionado.
- Integración de un sistema de expansión en ciclos de absorción para la producción de energía mecánica y refrigeración y obtención de las prestaciones mediante simulación de su funcionamiento.

## **1.6. Estructura de la tesis**

Esta tesis se ha estructurado en los siguientes capítulos:

En el capítulo 1, se ha analizado la situación actual del contexto energético mundial y de la importancia de los sectores residencial y de servicios en el consumo energético en España. Además, se ha realizado un estado del arte de los diferentes ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración encontrados en la literatura. También se ha destacado la importancia de seleccionar un expansor adecuado para la producción de energía mecánica utilizando amoníaco como fluido de trabajo. Finalmente, se han definido el objetivo general y los objetivos específicos de esta tesis.

El capítulo 2 está dedicado al estado del arte de los diferentes dispositivos de expansión de pequeña potencia y la selección de un expansor encargado de producir energía mecánica utilizando amoníaco como fluido de trabajo.

En el capítulo 3, se presenta la caracterización del expansor seleccionado empleando dos instalaciones experimentales, una en que se utiliza aire como fluido de trabajo y otra en que se trabaja con amoníaco. A partir de esta caracterización se obtienen las prestaciones del expansor así como sus rendimientos.

En el capítulo 4, se propone un modelo para obtener las prestaciones del expansor (potencia mecánica, caudal másico de entrada y temperatura de salida del expansor) a partir de sus condiciones de operación (presión y temperatura del fluido a la entrada, relación de presiones y frecuencia de giro). El modelo propuesto se validó a partir de los resultados obtenidos experimentalmente con amoníaco y aire.

En el capítulo 5, se realiza un análisis de la integración del expansor, así como las posibles configuraciones que pueden diseñarse para el empleo de varios expansores en función del nivel de presión y relación de presiones consideradas.

En el capítulo 6, se presentan las conclusiones más relevantes de la tesis y trabajos futuros a desarrollar en esta línea de investigación.



# Capítulo 2

## Estado del arte y selección del dispositivo de expansión

### 2.1. Introducción

La búsqueda de un expansor adecuado y comercialmente disponible para trabajar con amoníaco como fluido de trabajo en bajas potencias viene penalizada por la escasa demanda de este tipo de dispositivos. En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica de los dispositivos de expansión comerciales y de las diferentes investigaciones desarrolladas acerca de estos componentes, con la finalidad de seleccionar el expansor que más se adecue a los requerimientos propuestos en el capítulo anterior.

El dispositivo de expansión es el componente más importante en los ciclos que producen energía mecánica [29-32], ya que influye considerablemente en el rendimiento del ciclo. Los dispositivos de expansión se clasifican en dos tipos [30]: *dinámicos*, tales como las turbo-máquinas y *volumétricos*, tales como expansores rotativos y alternativos.

## 2.2. Turbo-máquinas

Las turbo-máquinas producen un intercambio de energía entre el fluido a una elevada velocidad lineal y los alabes de esta. Sus características más importantes son la ausencia de flujos pulsantes, elevados rendimientos a elevados rangos de potencia, alta sensibilidad a la variación de viscosidad del fluido y elevados requerimientos de caudales volumétricos para operar eficientemente a bajas relaciones de presión [33].

El principal campo de aplicación de estas turbo-maquinas, se encuentran en ciclos de vapor Rankine utilizados para la producción de energía eléctrica a elevados rangos de potencia. El motivo por el cual estas turbo-máquinas son utilizadas en este tipo de aplicaciones, se debe principalmente a que sus prestaciones no son óptimas a bajos rangos de potencia, ya que para aplicaciones de pequeña escala, la frecuencia de giro requerida es muy elevada. Esto último viene motivado principalmente por la velocidad específica ( $N_s$ ) de la turbo-maquina [34], la cual es la relación existente entre la frecuencia de giro y el diámetro de la turbo-máquina para un determinado salto de entalpia, esto hace que cuando se requieran grandes saltos de entalpia y el diámetro de la turbina sea pequeño, la frecuencia de giro de la turbina sea muy elevado.

Otra consideración a tener en cuenta en las turbo-máquinas son las propiedades termofísicas del fluido de trabajo utilizado [35]. Específicamente los fluidos que tienen una elevada masa molar (fluidos orgánicos), ya que estos tienen menores velocidades del sonido, produciendo irreversibilidades por restricción de caudal (choking). No obstante estas irreversibilidades no se observan en gran medida en el amoniaco, ya que su masa molar es bastante baja en comparación a los diferentes refrigerantes utilizados en ciclos de potencia.

Por lo anterior Martin [30] propuso caracterizar experimentalmente una turbina radial (Airesearch) con la finalidad de utilizarla como dispositivo de expansión en la instalación propuesta por Tamm & Gunnar [16], la cual es un ciclo Goswami. El objetivo de esta caracterización se basó en determinar el potencial de refrigeración que podría llegarse a obtenerse en dichos sistemas con esta turbina. Para desarrollar esta caracterización Martin ensayo esta turbina con aire comprimido como fluido de trabajo, fijando la presión a la entrada y salida de la turbina y midiendo la temperatura del fluido a la salida de la turbina. No obstante los resultados obtenidos no fueron los

esperados ya que la temperatura a la salida de la turbina era relativamente alta con respecto a la deseada, concluyendo que esto se debía al bajo rendimiento isentrópico de esta turbina (menos del 30%).

Otras investigaciones de turbo-maquinas se presentan en la Tabla 2-1, observándose que en la mayoría de las investigaciones encontradas la frecuencia de giro es bastante elevada (superior a 15,000 rpm), además de operar a bajas relaciones de presión.

**Tabla 2-1. Prestaciones de las turbinas radiales encontradas en la literatura.**

Investigador	Fluido de trabajo	$\eta_s$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	N (rpm)	$R_p$ (-)
Yamamoto et al. [36]	R123	48	0.15	17,000	-
Nguyen et al. [37]	n-pentane	49.8	1.44	65,000	3.45
Yagoub et al. [38]	HFE-301	85	1.50	60,000	1.1
	n-pentane	40	1.50	60,000	1.3
Inoue et al. [39]	TFE	70-85	5-10	15,000-30,000	4.8
Kang [40]	R245fa	78.7	32.7	63,000	4.11
Pei et al. [41]	R123	65	1.36	24,000	5.2
Li et al. [42]	R123	68	2.4	40,000	6.3

Demirkaya et al. [32], calcularon cuales seria las frecuencias de giro que se debería tener en una turbina radial que opera con amoniaco como fluido de trabajo y que produce una potencia mecánica en el rango entre 1 y 1000 kW, a las siguientes condiciones de operación:

- Presión de entrada a la turbina a 6 bar.
- Temperatura de entrada del amoniaco a la turbina de 80 °C.
- Presión a la salida de la turbina de 3 bar.
- Velocidad específica de la turbina de 0.6.

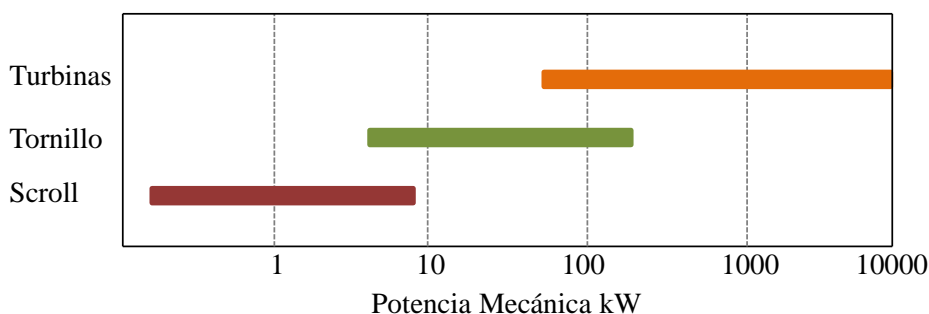
La determinación de la frecuencia de giro se realizó para dos posibles casos: El primero fue cuando la turbina llegase a tener un rendimiento isentrópico del 75% y el segundo caso cuando el rendimiento isentrópico fuese del 90%. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 2-2, observándose que para potencias mecánicas entre 1 y 25 kW, la frecuencia de giro requerida por la turbina para que produzca esta potencias con rendimientos isentrópicos del 75% y del 91% están en el rango de 345,300 hasta 69,000 rpm y desde 453,400 hasta 90,700 rpm, respectivamente.



**Tabla 2-2. Análisis paramétrico de una turbina radial operando con amoniaco [35].**

$W_{\text{turb}}$ (kW)	Temperatura de salida de la turbina = 40 °C Velocidad en la punta del alabe = 197.8 m/s Rendimiento de la turbina = 75%			Temperatura de salida de la turbina = 32 °C Velocidad en la punta del alabe = 219.3 m/s Rendimiento de la turbina = 91%		
	N (rpm x 10 <sup>3</sup> )	D (mm)	$\dot{m}_{\text{turb}}$ (kg/h)	N (rpm x 10 <sup>3</sup> )	D (mm)	$\dot{m}_{\text{turb}}$ (kg/h)
1	245.3	10.9	45	453.4	9.2	36.7
5	154.4	24.5	225.3	202.9	20.6	183.2
10	109.2	34.6	451.0	143.5	29.2	366.8
25	69.1	54.7	1127.5	90.7	46.2	916.9
100	34.5	109.4	4509.7	45.3	92.3	3667.3
500	15.4	244.6	22548.9	20.3	206.5	18336.9
1000	10.9	345.9	45097.9	14.4	292.0	36674.3

Quoilin et al. [43] realizaron un mapa de operación para los diferentes dispositivos de expansión en función de su rango de potencia, concluyendo que las turbo-maquinas trabajan adecuadamente para potencias superiores a 100 kW, mientras que los dispositivos de expansión volumétrica (tornillo y *scroll*) son adecuados para trabajar en bajos rangos de potencia.



**Figura 2-1. Rangos de potencia mecánica óptimos para las turbinas, expansores de tornillo y expansores scroll [43].**

Adicionalmente diversos autores han mostrado que el uso de turbo-maquinas [29,30,44] no son adecuados para la producción de potencia en bajos rangos potencia. Esto se debe principalmente a que las turbo-máquinas requieren elevadas frecuencias de giro disminuyendo su rendimiento a causa del aumento de las pérdidas mecánicas.

Debido que esta tesis se enfoca en la producción de potencia mecánica a bajos rangos de potencia mediante ciclos de absorción para producción de energía mecánica y refrigeración y se requiere que el dispositivo de expansión trabaje a altas relaciones de presión se descartan el uso de turbo-máquinas para este tipo de aplicaciones.

### 2.3. Expansores volumétricos

Los expansores volumétricos desplazan una cantidad de fluido confinado desde un volumen menor a otro mayor. Las características principales de este tipo de expansores son que permiten trabajar a elevadas relaciones de presión, tiene reducido tamaño y poco peso en función la potencia mecánica producida, baja sensibilidad a las variaciones de viscosidad del fluido, amplio rango de frecuencias de giro y bajo coste para bajos rangos de potencia mecánica.

En los últimos años, ha crecido notablemente la necesidad de utilizar este tipo de expansores para la producción de energía mecánica debido a que tienen mejor comportamiento que las turbo-máquinas a bajos rangos de potencia. Sin embargo su desarrollo comercial como expansores es todavía discutible, ya que comercialmente se encuentran pocos expansores diseñados para utilizarlos en la producción de energía mecánica. No obstante diversos autores han modificado compresores volumétricos utilizados en sistemas de refrigeración comerciales a expansores con resultados bastante llamativos.

Los expansores volumétricos se clasifican en dos tipos: *alternativos* y *rotativos*. Los primeros, se basan en la expansión de un fluido dentro de un volumen en forma de cilindro, mediante un embolo que se desplaza linealmente por el incremento de volumen de gas dentro del cilindro. El embolo está fijado a un dispositivo excéntrico llamado cigüeñal el cual transforma el movimiento lineal del embolo en rotativo.

El uso de este tipo de expansores se propone cuando se tienen elevadas presiones de operación, ya que al tener muy pocas o nulas holguras entre el pistón y el cilindro, disminuyen así las fugas internas lo cual no penaliza notablemente el rendimiento volumétrico de estos expansores, además del hecho de utilizarlos con fluidos que tengan una gran masa molar, lo cual evitaría aún más las fugas internas dentro de estos expansores. No obstante su uso en ciclo de potencia se ve ampliamente cuestionado por las siguientes razones:

- Un fenómeno común de este tipo de expansores son las pulsaciones de par mecánico a causa del desplazamiento lineal de los pistones, lo cual los hace bastante ruidosos y vibrantes.

- Baja fiabilidad, debido a que tiene mayor cantidad de piezas móviles en comparación a los expansores rotativos, lo cual disminuye notablemente su fiabilidad.
- Restricciones en la aspiración y descarga del expansor ocasionando pérdidas por fricción cuando pasa a través válvulas.
- Bajos rendimientos volumétricos a causa de la gran cantidad de volúmenes muertos.
- Elevados costes de fabricación.

Nick et al. [45] desarrollaron un expansor-compresor multietapas el cual trabaja en ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub>, concluyendo que este tipo de unidades mejora el rendimiento de estos ciclos en torno del 40% y mejoran el rendimiento isentrópico (entre 65 y 70%) del expansor, debido a que en este tipo de ciclos trabajan a elevadas presiones de operación.

Adicionalmente, este tipo de expansores se utiliza cuando se requiere producir potencia mecánica a mayor escala, alto par de arranque y bajas frecuencias de giro. La potencia mecánica que desarrollan estos expansores depende principalmente de la presión de entrada, número de pistones, área del pistón, carrera y velocidad (aunque esta última viene limitada por la inercia de sus partes móviles).

El segundo tipo de expansores son los *rotativos*, los cuales realizan el proceso de expansión a partir de un movimiento rotativo constante, esto que no se produzcan acumulación de fluido dentro del expansor, haciendo que el caudal másico en la admisión y descarga sea constante, reduciendo así las vibraciones, ruidos y pulsaciones. Este tipo de expansores se consideran los más adecuados para aplicaciones de pequeña potencia. Existen diferentes tipos de expansores rotativos, sin embargo los más utilizados en ciclos de potencia son los de paletas, tornillo, rotativo de pistón y *scroll*.

### **2.3.1. Expansores rotativos de paleta**

Este tipo de expansores fue propuesto inicialmente por Charles C. Barnes en 1874, y originalmente se utilizaban como compresores en ciclos de refrigeración por compresión.

Estos están constituidos básicamente por una cavidad cilíndrica que hace de estator y dentro de la cual se mueve excéntricamente un rotor dotado de unas ranuras que alojan unas paletas rectangulares que se mueven linealmente. Su principio de funcionamiento se basa en desplazar el gas que entra a la cavidad cilíndrica, atrapándolo entre los espacios que forman las paletas y la pared de la cavidad. Al rotar, el volumen de las cámaras entre las paletas aumenta o disminuye, dependiendo del sentido de rotación, ocasionando que el gas se comprima o expanda. Estos expansores se caracterizan por ser unidades simples, fácil de modificar, compactos y de bajo coste.

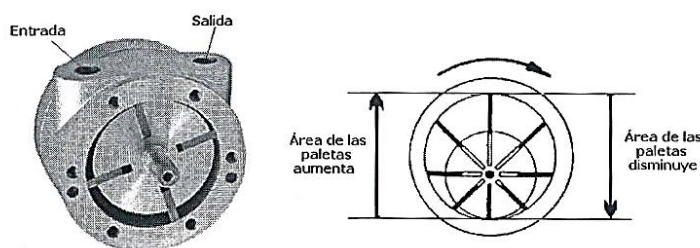


Figura 2-2. Expansor rotativo de paletas.

No obstante su fiabilidad es muy baja, a causa de los excesivos desgastes ocasionados por el rozamiento entre las paletas y el rotor, lo cual penaliza notablemente su rendimiento en función del tiempo. Adicionalmente, las paletas no soportan condensaciones del fluido ya que desequilibrarían las paletas y esto a su vez produce vibraciones que ocasionan un desgaste entre los bujes del eje y las paletas.

Tojo et al. [46] realizaron un estudio teórico-experimental de las paletas en este tipo de expansores, concluyendo que a bajas frecuencias de giro, las paletas empiezan a vibrar disminuyendo así la vida útil de estas.

Shu et al. [47] propusieron insertar un muelle en las cavidades donde van insertadas las paletas con la finalidad de garantizar el contacto entre las paletas y las paredes del cilindro, con el objetivo de disminuir las fugas internas entre las cámaras del expansor, y con esto mejorar su rendimiento volumétrico.

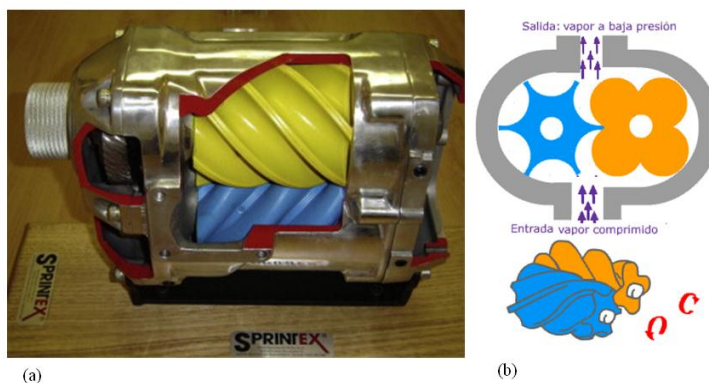
Fukuta et al. [48] diseñaron un prototipo de expansor de paletas a partir de la modificación de una bomba de lubricación y desarrollaron un trabajo teórico y experimental. En su investigación estos autores obtuvieron rendimientos volumétricos cercanos al 64% y rendimientos isentrópicos del 43%, concluyendo que las fugas internas penalizaban considerablemente el rendimiento isentrópico del expansor.

Yang et al. [49], realizaron un trabajo experimental de un expansor de paletas para un ciclo transcrito de CO<sub>2</sub>, encontrando grandes inconvenientes a causa de las fugas internas y así como las pérdidas mecánicas por la fricción entre las paletas, por lo que los autores concluyeron que este tipo de expansores no son adecuados para trabajar en este tipo de ciclos a causa de sus bajos rendimientos volumétricos e isentrópicos.

Badr et al. [50,51] realizaron un estudio teórico-experimental de un expansor de paletas para un ciclo ORC que utilizaba R-113 como fluido de trabajo. La caracterización fue realizada en función del caudal másico de refrigerante que entraba al expansor, frecuencia de giro, relación de presiones, par motor, lubricación, rendimiento mecánico, potencia mecánica producida y rendimiento isentrópico. Los resultados obtenidos en esta investigación concluyen que puede obtenerse un rendimiento isentrópico máximo del 60% a una frecuencia de giro de 3200 rpm. En otro trabajo posterior [52] los mismos autores concluyeron que la influencia de la temperatura del lubricante afecta el rendimiento isentrópico de este expansor en torno a un 4%.

### 2.3.2. Expansores rotativos de tornillo

Este tipo expansores son utilizados cuando se tienen grandes caudales volumétricos. Su principio de funcionamiento se basa en la interacción de dos cuerpos helicoidales que rotan perfectamente sincronizados uno respecto al otro. Los tornillos deben estar contruidos con gran nivel de precisión, de manera que las holguras entre ellos sean prácticamente nulas (50 μm), aunque no lleguen a estar en contacto uno respecto al otro. Los tornillos están obligados a girar debido a la presión ejercida por el fluido sobre los flancos del tornillo y la diferencia de presión entre la entrada y salida.



**Figura 2-3. Expansor de tornillos helicoidales, (a) corte transversal y (b) principio de funcionamiento.**

Este tipo de expansores tienen gran versatilidad debido a que pueden trabajar como compresores y expansores sin apenas necesidad de realizar modificaciones. No obstante la principal desventaja de este tipo de expansores son las bajas relaciones volumétricas ( $R_p \leq 1.5$ ) que conllevan bajos rendimientos volumétricos y elevados costes de fabricación.

Diversos autores han utilizado este tipo de expansores en ciclos de potencia. Hu et al. [53] desarrollaron un prototipo de expansor de tornillo que se caracterizó mediante una instalación experimental con aire como fluido de trabajo. La potencia mecánica obtenida con este expansor fue cercana a 5 kW aunque su rendimiento global no superó el 30%. Años más tarde, Smith et al. [54] utilizaron un expansor de tornillo en un ciclo orgánico Rankine operando con R-113 como fluido de trabajo. Los resultados obtenidos con este expansor muestran que pueden obtenerse rendimientos globales cercanos al 75% para lo cual tuvieron que realizar mejoras en el proceso de lubricación.

### 2.3.3. Expansores de pistón rotativo

El principio de funcionamiento de este expansor, se basa en la acción de un pistón cilíndrico que se mueve excéntricamente en el interior de una cavidad cilíndrica más grande (Figura 2-4). El vapor que entra, a relativa alta presión y temperatura, por el orificio de entrada hace que el pistón cilíndrico empiece a desplazarse aumentando así el volumen de la cámara de expansión. Este expansor cuenta con una paleta la cual hace de sello entre las dos cámaras evitando así que los fluidos se mezclen.

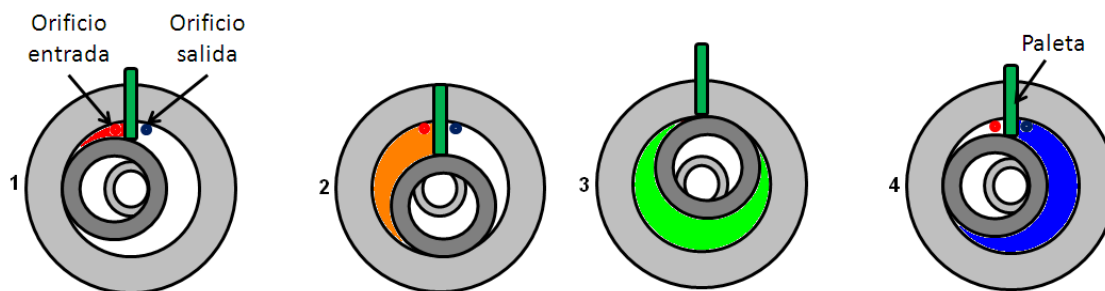


Figura 2-4. Principio de funcionamiento del expansor de pistón rotativo.

Wang et al. [55] utilizaron un expansor de pistón rotativo en un ciclo ORC con R-245fa como fluido de trabajo, obteniendo rendimientos isentrópicos en torno al 45.2% a frecuencias de giro entre 800 y 900 rpm. Haiqing et al. [56] concluyeron en su trabajo que otras características importantes a considerar en este tipo de expansor son

el elevado ruido, las bajas relaciones de presión, los elevados rendimientos volumétricos y las elevadas pérdidas mecánicas por fricción. Sung y Hoon [57] pusieron de manifiesto que otro factor importante a tener en cuenta en este tipo de expansor es su baja fiabilidad, debido a que la paleta de separación tiende a desgastarse rápidamente ya que esta se encuentra en contacto con el pistón rotativo, haciendo necesario aplicar tratamientos superficiales en el pistón y constante mantenimiento de la paleta, aumentando así su coste final.

### 2.3.4. Expansores rotativos *Scroll*

La tecnología *scroll*, fue descrita por primera vez en 1905 por el francés Leon Creux; que propuso una idea innovadora de un compresor más compacto que los compresores alternativos de esa época. Sin embargo, su diseño se basaba en dos espirales los cuales se debían fabricar con altas precisiones en el mecanizado ( $\leq 10\mu$ ), haciendo que desafortunadamente su concepto no fuese desarrollado comercialmente debido a que en aquella época no existía la tecnología suficiente para fabricar los espirales con elevados rangos de precisión.

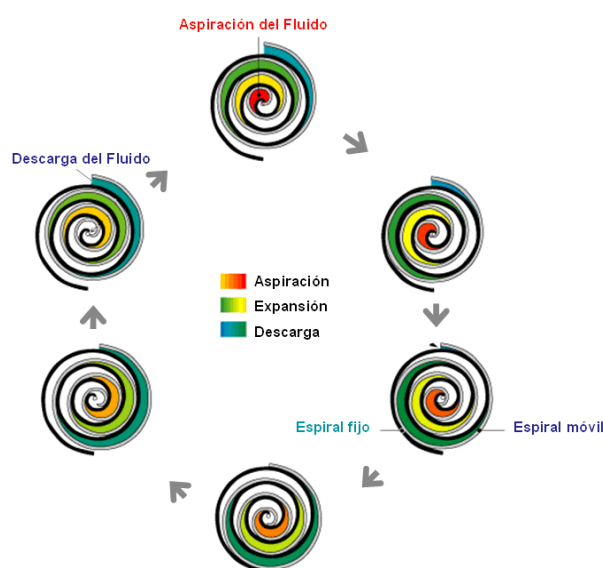


Figura 2-5. Principio de funcionamiento de un expansor *scroll*.

El principio de funcionamiento de este tipo de expansor, se basa en la interacción de dos espirales (una fija y otra móvil), ambas idénticas que están desfasadas  $180^\circ$  una respecto de la otra. La espiral móvil orbita excéntricamente alrededor de la espiral fija y se mantiene unida a esta mediante la acción de las fuerzas centrífugas. Así que al girar desde el centro se van formando cámaras de gas que son desplazadas hacia la

periferia de las espirales, aumentando así su volumen y disminuyendo la presión y temperatura, hasta producirse la descarga del fluido en la periferia.

Hoy en día, la tecnología *scroll* es ampliamente utilizada por la mayoría de compañías de refrigeración y climatización como Trane, Hitachi, Sanden o Copeland, ya que esta tecnología, ofrece mejores prestaciones como compresor en comparación con otras tecnologías en su rango de potencia.

Recientemente este tipo de expansor ha tenido una gran aceptación para su uso como dispositivo de expansión en ciclos de potencia, causado principalmente por tener menor cantidad de piezas móviles, alta fiabilidad, excelentes rendimientos como compresor y estar ampliamente comercializados. Por estas razones diversos autores han propuesto modificar compresores *scroll* utilizados en sistemas de refrigeración (domésticos y automotrices) para trabajar como expansores en ciclos ORC, transcríticos de CO<sub>2</sub> y ciclos de absorción de potencia y refrigeración. Los compresores modificados para trabajar como expansores pueden ser *herméticos* o *abiertos*.

#### 2.3.4.1. Compresores herméticos tipo *scroll*

Este tipo de compresores son utilizados en sistemas de refrigeración de pequeña y mediana potencia, su principal característica se basa en que el compresor y el motor están dispuestos conjuntamente dentro de una carcasa.



**Figura 2-6. Vista (a) exterior e (b) interior de los compresores herméticos *scroll*,**

Estos compresores al ser unidades totalmente integradas son los más utilizados a nivel comercial y su desarrollo se ha visto favorecido en comparación a los compresores



abiertos tipo *scroll* por su facilidad de instalarlos en sistemas de refrigeración residencial, por lo que comercialmente existe una gran variedad de compresores herméticos *scroll*, que tienen mayores relaciones volumétricas, amplios rangos de producción de potencia mecánica y gran disponibilidad.

Zanelli y Favrat [29] fueron unos de los pioneros en la conversión de compresores herméticos tipo *scroll* para trabajar como expansor-generator en ciclos orgánicos Rankine con R-134a como fluido de trabajo. Los resultados obtenidos del uso de este tipo de expansores en el ciclo fueron: producción de potencia mecánica en el rango de 1.0 a 3.5 kW, rendimientos isentrópicos entre 63% y 65%, frecuencias de giro entre 2400 y 3600 rpm y relaciones de presión en la expansión en el rango de 2.4 y 4.0. Además concluyeron que este tipo de expansor *scroll* es un buen candidato para trabajar en aplicaciones de producción de potencia a pequeña escala, debido a la reducida cantidad de piezas móviles, mayor fiabilidad, amplio rango de producción de potencia y alta disponibilidad comercial.

Saitoh et al. [58] construyeron una instalación experimental de un ciclo orgánico Rankine con R-113 y energía solar térmica para su activación. Mediante la instalación experimental se determinó el comportamiento del expansor *scroll* (el cual era originalmente un compresor tipo *scroll*), llegando a producir una potencia mecánica de 450 W con un rendimiento global del expansor cercano al 63 % a una frecuencia de giro de 1800 rpm.

Harada [31] modificó un compresor hermético *scroll* con la finalidad de hacerlo funcionar como expansor *scroll* en un ciclo ORC con R-134a y R-245fa. El expansor fue caracterizado experimentalmente obteniendo rendimientos isentrópicos en torno al 70%, y una potencia mecánica de 1 kW.

Lemort et al. [44,59-61], han realizado diferentes estudios sobre ciclos ORC utilizando expansores herméticos tipo *scroll* con la finalidad de producir potencia mecánica. Los resultados obtenidos de sus trabajos han sido bastante llamativos obteniendo rendimientos isentrópicos globales entre el 42% y 68%.

No obstante, este tipo de compresores no se podrían utilizar con amoníaco como fluido de trabajo, ya que estos utilizan el refrigerante como medio de disipación de calor del motor eléctrico, ocasionando que el cobre del cual está hecho el motor eléctrico se corroa y se dañe. Adicionalmente una desventaja de este tipo de

compresores trabajando como expansores es que aprovechan el motor eléctrico que traen originalmente de fábrica como dispositivo de generación eléctrica, lo cual hace que el generador eléctrico este sobredimensionado, debido a que el motor eléctrico utilizado está dimensionado para la potencia requerida como compresor.

#### 2.3.4.2. Compresores abiertos tipo *scroll*

Los compresores abiertos tipo *scroll* son utilizados principalmente en sistemas de refrigeración automotriz y sistemas de compresión de aire. Estos se caracterizan principalmente por estar separados del motor eléctrico ofreciendo la posibilidad de trabajar con amoníaco como fluido de trabajo. Además, brindan la posibilidad de poder dimensionar correctamente el generador eléctrico mejorando el rendimiento global del sistema.

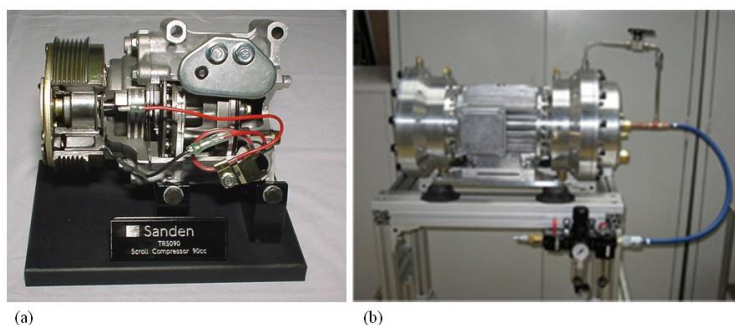


Figura 2-7. Compresores (a) Sanden y (b) Eneftech abiertos tipo *scroll*

Este tipo de compresores pueden estar lubricados o no. En el primer caso son utilizados principalmente en sistemas de refrigeración automotriz, ya que la presencia de lubricante no afecta en gran medida el ciclo de refrigeración. Sin embargo para aplicaciones de producción de aire comprimido a nivel hospitalario o alimenticio se requiere que el aire sea lo más limpio posible, por lo que en estos casos se utilizan compresores no lubricados.

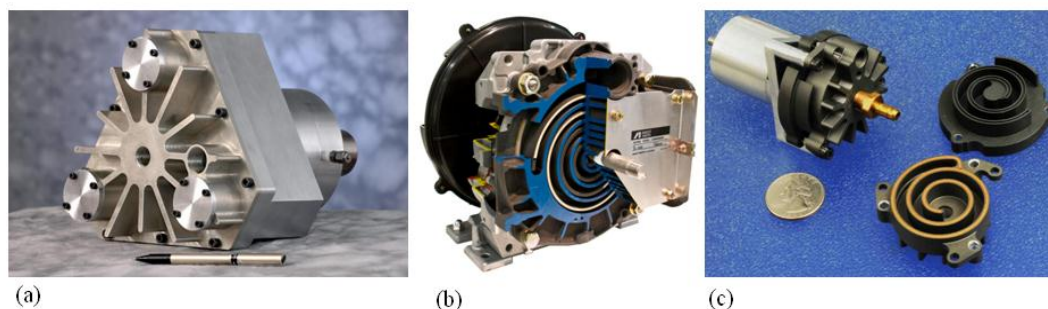


Figura 2-8. Compresores abiertos (a) Air Squared, (b) Hitachi y (c) Air Squared tipo oil free.

Diversos autores han adaptado este tipo de compresores a expansores obteniendo resultados bastante prometedores en cuanto al rendimiento isentrópico global. Yanagisawa et al. [62] propusieron convertir un compresor sin lubricación utilizado en sistemas de compresión de aire a expansor. Los resultados obtenidos en la experimentación en un banco de ensayos en lo relativo a los rendimientos volumétrico e isentrópico del expansor muestran que se pueden alcanzar valores del 76% y del 60%, respectivamente. Años más tarde, Aoun [63] realizó un trabajo experimental con el mismo expansor utilizado por Yanagisawa [62] en ciclos de vapor de agua tipo Rankine. Los rendimientos volumétricos e isentrópicos máximos obtenidos de este expansor fueron del 63% y 48%, respectivamente.

Otro autor como Reed [64] propuso modificar un compresor *scroll* utilizado en sistemas de refrigeración automotriz para trabajar como expansor y lo caracterizó en una instalación experimental que utilizaba aire como fluido de trabajo. La finalidad de este proyecto era determinar la viabilidad técnica de este tipo de expansores en un ciclo de absorción combinado de potencia y refrigeración, con el objetivo de producir 5 kW de potencia mecánica. Mediante la instalación experimental, el expansor fue caracterizado en función de la presión de entrada y la frecuencia de giro. Los ensayos se realizaron a presiones de entrada entre 4 y 5.8 bar y frecuencias de giro entre 500 y 2500 rpm, obteniendo rendimientos volumétricos bastante altos (hasta un 80%), sin embargo los valores del rendimiento isentrópico fueron bastante bajos (hasta un 18%) causado posiblemente por las ganancias de calor que tenía la corriente del aire a la salida del expansor. No obstante este autor concluyó que este tipo de expansor es un buen candidato para utilizarlo en sistemas de producción de potencia mecánica mediante los ciclos de absorción.

Xiaojun et al. [65] propusieron aprovechar la energía en forma de presión proveniente de una membrana de intercambio de protones (PEM) en un expansor *scroll*. Para determinar el comportamiento de este expansor se realizó una caracterización utilizando una instalación experimental la cual utilizaba aire como fluido de trabajo, midiendo las presiones y temperaturas llegando a obtener rendimientos isentrópicos y volumétricos de hasta el 95% y 93%, respectivamente.

El único trabajo encontrado en la literatura de expansores *scroll* utilizando amoníaco como fluido de trabajo se refiere a la investigación desarrollada por Demirkaya et al. [32] que utiliza una instalación experimental [16] con amoníaco y un dispositivo de

expansión tipo *scroll*. Estos autores concluyeron que el expansor caracterizado (marca y modelo desconocido) puede llegar a tener rendimientos entre el 50% y 75%.

En la Tabla 2-3 se presenta un resumen de los diferentes expansores *scroll* caracterizados en la literatura, observándose que esta tecnología tiene un gran potencial de aplicación por su elevado rendimiento a bajos rangos de potencia mecánica. No obstante, su uso como dispositivo de expansión en ciclos de potencia, no se ha desarrollado masivamente, ya que esta tecnología se considera como de última generación, debido a la reciente aparición de estos expansores en el mercado.

**Tabla 2-3. Prestaciones de los diferentes expansor *scroll* encontrados en la literatura.**

Referencia	Fluido	$\eta_s$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$N_{exp}$ (rpm)	$R_p$ (-)
[29]	R-123	63-65	1-3.5	2400-3600	2.4-4.0
[66]	R-123	67-83	1.2-1.75	3670	8.8-3.1
[3]	R-123	45-50	0.14-0.24	600-1400	3.28-3.87
[67]	R-134a	70-77	0.5-0.8	1015-3670	2.65-4.84
[58]	R-113	65	0-0.46	1800-4800	-
[68]	R-718	33.8	11-12	1000-1400	10.54-11.5
[69]	R-134a	10-65	0.35-2	300-390	-
[61,70]	R-123	42.5-67	0.4-1.8	1771-2660	2.75-5.4
	R-245fa	45-71	0.2-2		2-5.7
[71]	Aire	-	0.4-1.1	1740-2660	2.75-5.4

## 2.4. Comparación entre los diferentes dispositivo de expansión

Existen diferentes parámetros importantes que hay que tener en cuenta para seleccionar el dispositivo de expansión, tales como rendimientos isentrópicos, relación de presiones, potencia mecánica producida, requerimientos de lubricación, nivel de complejidad, frecuencias de giro, fiabilidad, temperaturas de operación, presiones de trabajo, seguridad y coste. No obstante los parámetros más importantes para la selección de un expansor en un ciclo de absorción para la producción de potencia y refrigeración son los materiales de fabricación (compatibilidad con el amoniaco), rango de potencia, rendimiento isentrópico y bajo coste.

En la Tabla 2-4 se presenta una comparación cualitativa de los diferentes dispositivos de expansión que se encuentran en la literatura en función de su rango de potencia, frecuencia de giro y coste.

**Tabla 2-4. Comparación cualitativa entre los diferentes tipos de expansores.**

Tipo de expansor	Rango potencia (kW)	$N_{exp}$ (rpm)	Coste	Ventaja	Desventaja
Turbina Radial	50 - 500	8000-80,000	Alto	Bajo peso, altamente comerciales y elevado rendimiento	Muy costosas, bajo rendimiento fuera de las condiciones de operación nominales y no soportan condensación del fluido.
Expansor <i>Scroll</i>	1 - 10	<6,000	Bajo	Alta rendimiento, fabricación simple, bajo peso, bajas frecuencias de giro y toleran las condensaciones	Baja capacidad y requieren de lubricación
Expansor tornillo	15 - 200	<6,000	Medio	Toleran condensaciones, bajas frecuencias de giro y alto rendimiento fuera de las condiciones de diseño	Requerimiento de lubricación y difícil fabricación
Expansor recíprocante	20 - 100	-	Medio	Elevadas relaciones de presión, altamente comerciales y se adapta a diferentes condiciones de operación.	Muchas partes móviles, gran tamaño y peso, sistema de válvulas y pulsaciones de torque
Expansor paletas	1 - 10	<6,000	Bajo	Torque estable, estructura simple, bajo coste y ruido	Requerimiento de lubricación, fiabilidad y baja capacidad

A partir de la anterior tabla se observa que el expansor *scroll* y el expansor de paletas son las tecnologías que mejores prestaciones tienen cuando se produce energía mecánica a bajos rangos de potencia mecánica. Sin embargo los expansores de paletas son poco fiables y requieren excesiva lubricación. Es por ello que el expansor más adecuado para producir energía mecánica a bajos rangos de potencia, utilizando amoníaco como fluido de trabajo es el tipo *scroll*.

Debido que existen muy pocas compañías que comercializan expansores *scroll* (tales como, Air Squared, Eneftech y Freepower) de pequeña potencia, su coste comercial en relación de la potencia mecánica producida todavía es muy elevado.

- Eneftech (eneftech.com), provee una unidad CHP de (5 kWe o 10 kWe) el cual consta de un expansor de doble etapa, el cual requiere lubricación y el coste de la unidad completa es cercano a los €55,000.
- Freepower (freepower.co.uk) anuncio la disponibilidad de un expansor de 6 kWe a partir de la primavera del 2011 [72], sin embargo no se ha encontrado más información comercial acerca de estas unidades.
- Air Squared, provee un expansor oil-free de 3 kW a un coste de \$3,300 [73], el cual puede alcanzar un rendimiento isentrópica superior al 80%.

No obstante la alternativa más económica para obtener un expansor *scroll* de bajo coste es invertir el funcionamiento de un compresor *scroll* utilizado en sistemas de refrigeración por compresión automotriz, ya que al ser piezas de recambio disminuyen su coste considerablemente (< €600).

## 2.5. Selección del compresor *scroll* a modificar a expansor

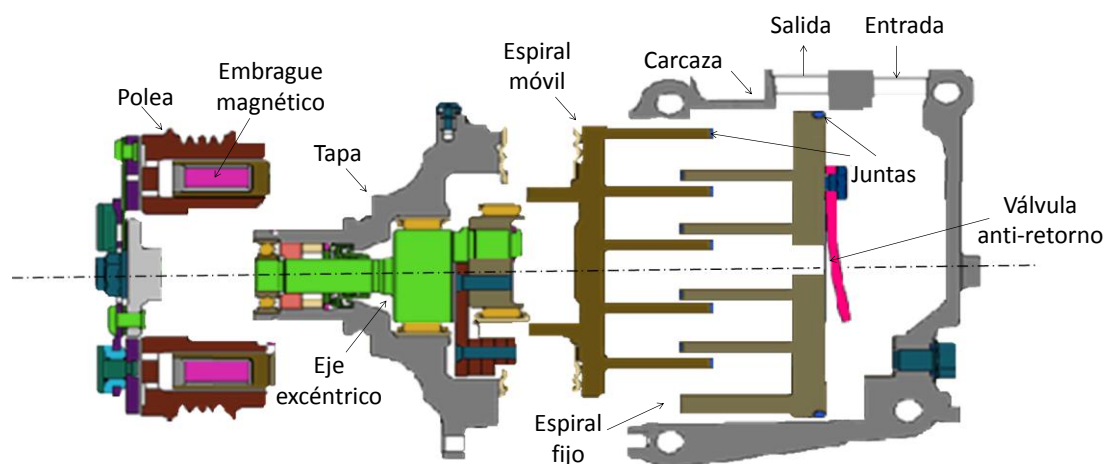
El principal criterio de selección del compresor *scroll* para su adaptación a expansor operando con amoníaco se basa en que este debe estar completamente construido de materiales compatibles con amoníaco (tales como el acero y el aluminio), además de ser fácilmente modificable y de bajo costes.



Figura 2-9. Compresor *scroll* a modificar a expansor.

Es por ello que el compresor *scroll* seleccionado para su caracterización (Figura 2-9) es un compresor abierto de la marca Sanden modelo TRSA05. Las características principales de este dispositivo son: desplazamiento volumétrico por revolución de  $53.9 \text{ cm}^3$ , frecuencia de giro máxima de  $10.000 \text{ rev/min}$ , presión máxima de operación de  $3500 \text{ kPa}$  y temperatura de operación máxima de hasta  $130 \text{ }^\circ\text{C}$ .

El procedimiento realizado para modificar el compresor a expansor, se basa en retirar la válvula anti-retorno y reemplazar las juntas que este trae originalmente por unas construidas de material compatible con amoníaco, en nuestro caso fue EPDM. En la Figura 2-10 se muestra el despiece de este expansor, así como el lugar donde se encuentra alojada la válvula anti-retorno.



**Figura 2-10. Despiece del compresor *scroll*.**

Una de las principales ventajas de este compresor es la facilidad que tiene para desmontarlo, ya que solamente se requiere retirar unos tornillos de sujeción y retirar la válvula anti-retorno que está alojada en la espiral fija del compresor. Debido que no hay que realizar grandes modificaciones a este tipo de compresores, el coste final del expansor se limita únicamente al coste del compresor automotriz y las juntas.

## 2.6. Conclusiones

En este capítulo se han presentado y analizado los diferentes dispositivos de expansión encontrados en la literatura y susceptibles de utilización en los ciclos de absorción, concluyéndose que los expansores *scroll* son adecuados para trabajar en ciclos de potencia de pequeña escala, tales como ciclos orgánicos Rankine y ciclos de absorción para la producción de potencia y refrigeración.

Debido que en los compresores herméticos tipo *scroll* el refrigerante se utiliza como medio de disipación de calor del motor eléctrico y los materiales de fabricación de este motor es el cobre, el cual es incompatible con amoníaco, se descarta el uso de estos expansores con amoníaco como fluido de trabajo.

Los posibles rendimientos isentrópicos que se pueden obtener con los expansores *scroll* están en el orden del 40% y 80%, en bajos rangos de potencia, haciéndolos bastante atractivos para utilizarlos en este tipo de ciclos.

# Capítulo 3

## Caracterización experimental del expansor *scroll*

### 3.1. Introducción

En los últimos años ha crecido notablemente el interés de adaptar compresores *scroll* a expansores para utilizarlos en ciclos de potencia. Sin embargo al modificar estos equipos de compresión se desconoce cuáles serían sus prestaciones trabajando como expansor. Es por ello que se propone en este capítulo caracterizar experimentalmente el funcionamiento de este expansor con la finalidad de obtener sus prestaciones: potencia mecánica, caudal másico y temperatura del fluido a la salida del expansor, en función de las condiciones de operación: presiones de entrada y salida, temperatura de entrada y frecuencia de giro. Estas variables de funcionamiento, representadas en la Figura 3-1, se clasifican en dos tipos de variables: independientes o controladas y dependientes.



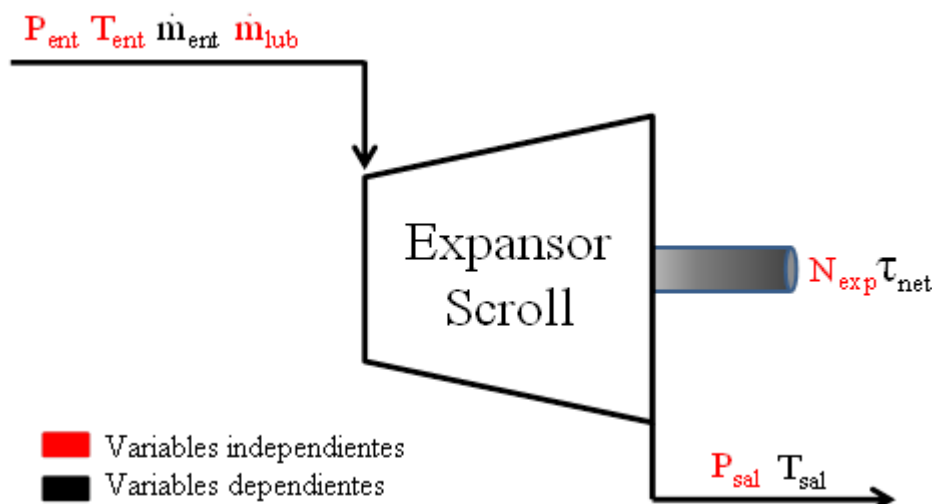


Figura 3-1. Tipos de variables del expansor *scroll*.

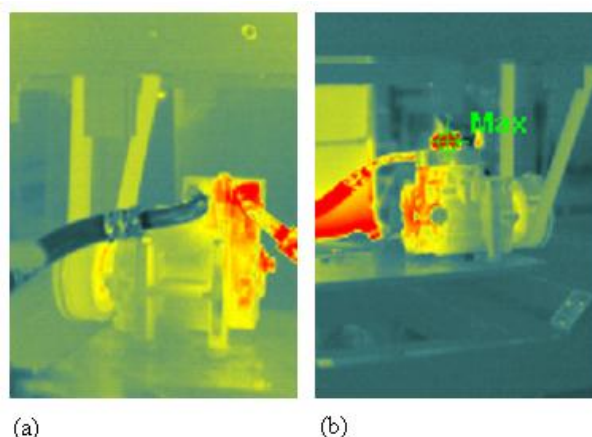
El primer tipo de variables, se fijan a través de la instalación experimental (presión y temperatura de entrada al expansor, presión de salida, caudal másico de lubricante y frecuencia de giro). El segundo tipo de variables (caudal másico, par motor, y temperatura del fluido a la salida del expansor) se obtienen como resultado del comportamiento del expansor *scroll*.

### 3.2. Caracterización del expansor *scroll*

La caracterización del expansor *scroll* se realizó en dos instalaciones experimentales, una operando con aire y la otra con amoníaco, en las cuales se controlan y miden las variables de funcionamiento del expansor. La finalidad de caracterizar el expansor en estas dos instalaciones se debe a que el amoníaco es muy corrosivo y peligroso, por lo tanto como medida de seguridad se comprobó su funcionamiento y se determinaron preliminarmente sus prestaciones utilizando una instalación experimental con aire. Luego, se obtuvieron sus prestaciones con la instalación experimental que utiliza amoníaco como fluido de trabajo.

El principio de funcionamiento de las dos instalaciones experimentales se basa en comprimir, calentar y lubricar una corriente ya sea de aire o de amoníaco para luego expandirla dentro del expansor hasta una presión fijada por la instalación experimental. La potencia mecánica producida por el expansor se transfiere a un freno eléctrico que convertirá esta potencia en electricidad que será consumida en unas resistencias eléctricas para convertirla en calor.

Antes de realizar la caracterización del expansor *scroll*, se comprobó el comportamiento térmico de éste haciendo circular una corriente de aire caliente por su interior con el objetivo de realizar una termografía y así observar las pérdidas de calor. En esta termografía se observó que entre los conductos de entrada y salida del expansor se producía un proceso de transferencia de calor.



**Figura 3-2.** Vista (a) posterior y (b) anterior de la termografía realizada al expansor *scroll*.

Este proceso se justifica cuando el dispositivo trabaja en modo compresor, ya que de esta forma se asegura que el refrigerante que entra al compresor se encuentre como vapor recalentado evitando así la posibilidad de que entre líquido en el mismo. Sin embargo esta transferencia de calor no es deseable en el caso en que opere como expansor ya que penaliza las prestaciones del expansor enfriando el fluido justo a la entrada del expansor con la consiguiente pérdida de entalpía y calienta el fluido a la salida del expansor. Para evitar este proceso de intercambio de calor irreversible, se cambió el orificio de entrada al expansor a un segundo orificio (Figura 3-3) que se encuentra en un lateral del expansor evitando de esta forma el contacto térmico de las dos corrientes de entrada y salida.



**Figura 3-3.** Selección de orificio de entrada y salida del expansor *scroll*.

Finalmente, el expansor *scroll* fue aislado térmicamente utilizando poliuretano expandido para eliminar las pérdidas desde el expansor hacia el ambiente.

La caracterización del expansor *scroll* se desarrolló en tres etapas:

- En la primera etapa se caracterizó el expansor sin carga, para determinar el par motor requerido para hacerlo girar en vacío a diferentes frecuencias de giro.
- En la segunda etapa se realizó una caracterización preliminar del expansor utilizando aire como fluido de trabajo.
- Finalmente, en la tercera etapa, se caracterizó el expansor *scroll* utilizando amoníaco como fluido de trabajo.

### **3.2.1. Caracterización del expansor *scroll* sin carga**

Una de las irreversibilidades que afectan el comportamiento del expansor *scroll* son las pérdidas mecánicas, las cuales son función de varios parámetros tales como la lubricación, temperatura del fluido, frecuencia de giro, etc. Sin embargo determinar la influencia de cada una de estas variables en las pérdidas mecánicas del expansor resulta complejo debido a que hay muchos fenómenos aleatorios que imposibilitan su medida. No obstante la variable que más peso tiene en las pérdidas mecánicas es la frecuencia de giro, es por ello que para determinar estas pérdidas, se hace girar el expansor (sin carga) a diferentes frecuencias de giro. El par motor requerido para hacer girar el expansor sin carga se puede considerar como el correspondiente a las pérdidas mecánicas a dicha frecuencia.

La metodología utilizada para caracterizar el expansor sin carga se presenta a continuación:

Primero, se preparó el expansor *scroll* dejando los orificios de entrada y salida completamente abiertos con la finalidad de que en el expansor no se realizase ningún proceso de expansión o compresión. Luego, se invirtió el funcionamiento del freno eléctrico para que trabajase en modo motor (Figura 3-4) haciendo girar al expansor a diferentes frecuencias de giro desde 25.6 Hz hasta 51.3 Hz. Finalmente, a partir de los valores obtenidos del par motor y la frecuencia de giro se pueden calcular las pérdidas mecánicas (ver apartado 3.3).

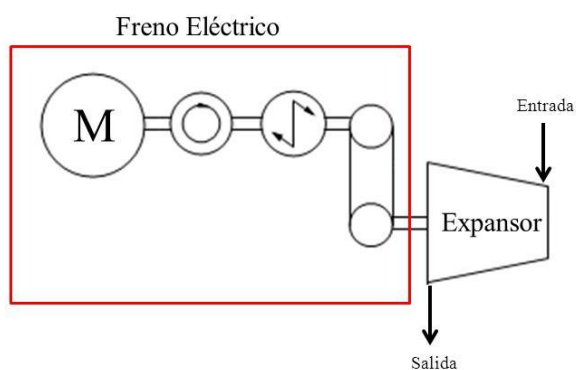


Figura 3-4. Esquema de la instalación experimental para ensayar el expansor sin carga.

### 3.2.2. Caracterización del expansor *scroll* utilizando aire como fluido de trabajo

Diversos autores [64,65,74,75] han caracterizado experimentalmente expansores utilizando aire como fluido de trabajo. Estas instalaciones se caracterizan por ser ciclos abiertos, las cuales utilizan aire proveniente del ambiente para comprimirlo y expandirlo dentro del expansor. La instalación experimental diseñada para caracterizar el expansor scroll se presenta en la Figura 3-5 y consta básicamente de un compresor de aire, una válvula reguladora de presión, un calentador eléctrico, un lubricador, un expansor acoplado a un freno eléctrico y una válvula reguladora de presión a la salida.

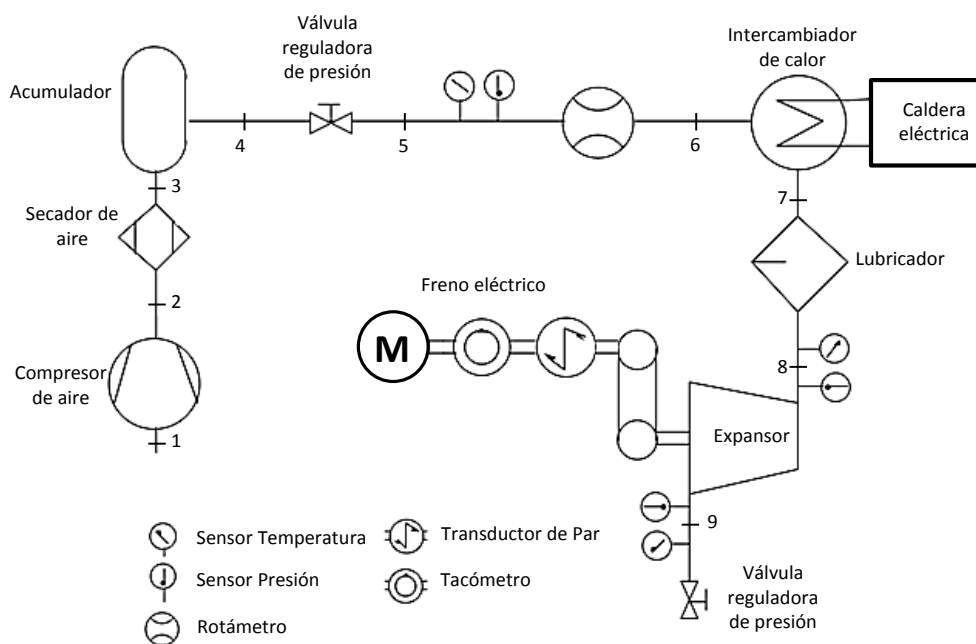


Figura 3-5. Esquema conceptual de la instalación experimental para la caracterización del expansor con aire.

El principio de funcionamiento esta instalación experimental (Figura 3-5), se basa principalmente en utilizar aire del ambiente para comprimirlo (1-2), deshumidificarlo (2-3) y acumularlo (3-4) mediante un compresor de aire. Luego, a través de la válvula reguladora (situada entre los puntos 4 y 5) se controla la presión del aire a la salida del acumulador y previa a la de entrada al expansor. Entre los puntos 5 y 6 se coloca un rotámetro para medir el caudal volumétrico de la corriente de aire y adicionalmente dos sensores de presión y de temperatura para calcular el caudal másico de la corriente que entra al expansor. A continuación, el aire es calentado (6-7) mediante un intercambiador de calor, el cual esta acoplado a una caldera de vapor de agua que calienta la corriente de aire a la temperatura establecida. Posteriormente, la corriente de aire comprimido una vez calentada pasa a través de un lubricador (7-8) que le adiciona una pequeña cantidad de lubricante a la corriente de aire. Finalmente, la corriente de aire comprimido, calentado y lubricado entra al expansor *scroll* donde se expande hasta la presión fijada por la válvula reguladora de presión que se encuentra a la salida del expansor (9).

La potencia mecánica producida por el expansor es transferida a un freno eléctrico mediante un sistema de transmisión compuesto por una correa y dos poleas con una relación de diámetros de 3.08. La frecuencia de giro del freno eléctrico es controlada mediante un variador de frecuencia.

### 3.2.2.1. Componentes de la instalación experimental con aire

Los componentes principales de la instalación experimental con aire, así como sus características principales se detallan a continuación:

**Compresor de aire:** el compresor utilizado (Figura 3-6) es una unidad Atlas Copco modelo SF4, que puede comprimir un caudal volumétrico máximo de  $0.4 \text{ Nm}^3/\text{min}$  de aire atmosférico hasta una presión de operación máxima de 800 kPa. Esta unidad cuenta con un sistema de deshumidificación del aire y de un depósito acumulador de aire de 200 L de capacidad.



Figura 3-6. Compresor de aire Atlas Copco SF4.

**Válvula reguladora de presión:** Se trata de una válvula Drastar 80 DY (Figura 3-7) que se encarga de regular la presión del aire a la salida del acumulador así como de absorber las variaciones de presión ocasionadas por los periodos de encendido y parada del compresor de aire, obteniéndose variaciones de la presión en torno a 5 kPa.

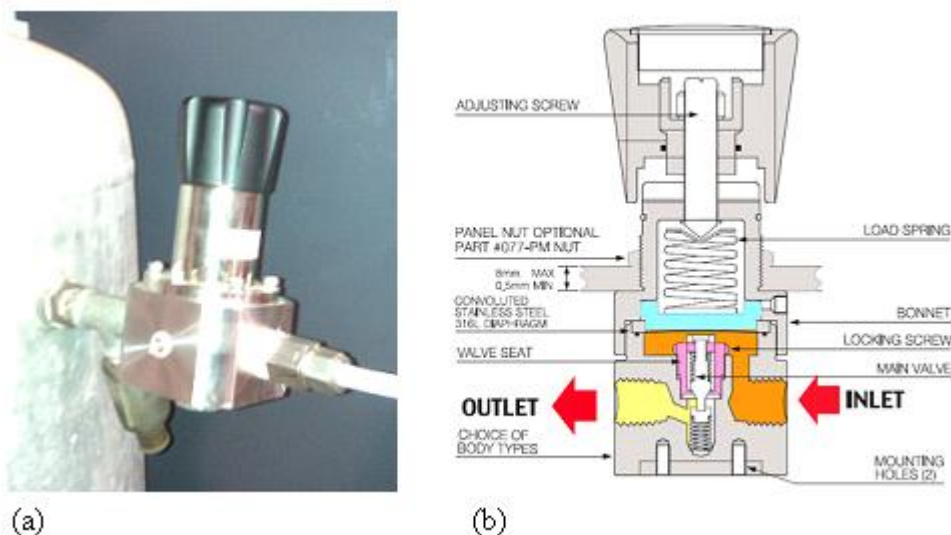


Figura 3-7. (a) Vista exterior y (b) corte transversal de la válvula reguladora de presión.

**Sistema de calentamiento de aire:** Éste sistema (Figura 3-8) se compone básicamente de una caldera eléctrica de vapor de agua y un intercambiador de calor de placas. En la caldera eléctrica se produce una corriente de vapor de agua que es utilizada en el intercambiador de calor de placas para calentar la corriente de aire a la temperatura establecida. El control de la temperatura del aire se realiza manualmente

mediante la temperatura y caudal del vapor que entra al intercambiador de calor. Las temperaturas máximas obtenidas en este sistema están en torno a 393 K.



Figura 3-8. Sistema calentamiento de aire.

**Lubricador de aire.** El lubricador utilizado (Figura 3-9) es un equipo fabricado por Metal Work que se encarga de inyectar una pequeña cantidad de lubricante en la corriente de aire. Su principio de funcionamiento se basa en succionar una cantidad de lubricante de un depósito mediante efecto Venturi.

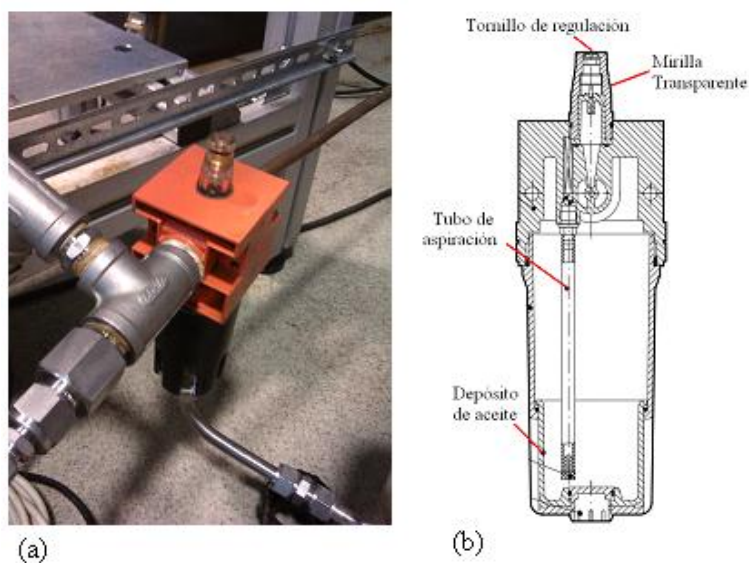
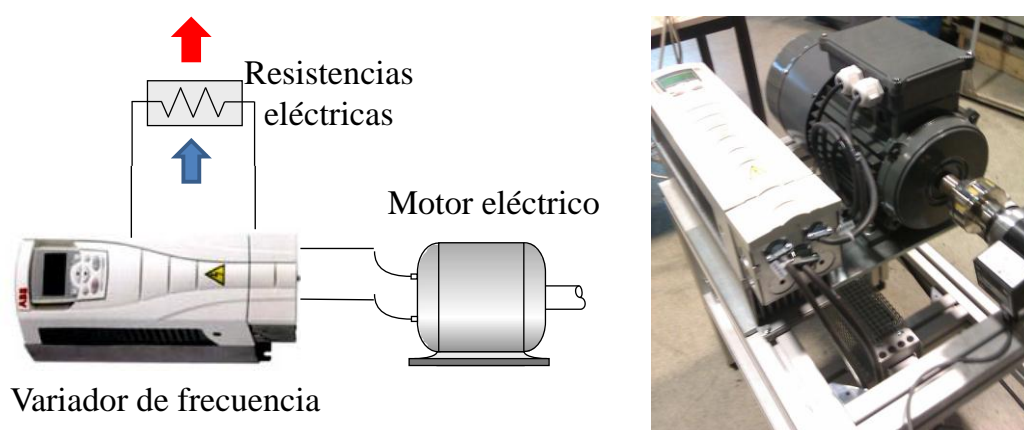


Figura 3-9. (a) Vista y (b) corte transversal del lubricador de aire.

El sistema de control se realiza a través de una mirilla transparente dotada de un tornillo regulación que permite controlar el número de gotas a inyectar en la corriente de aire. La mirilla permite observar la cantidad de gotas que caen a la corriente de aire, permitiendo así contar las gotas que caen del lubricador en un periodo de tiempo determinado, usualmente 120 segundos.

Previamente a los ensayos de caracterización se determinó experimentalmente el volumen medio de las gotas que caen a la corriente de aire, llenando el depósito del lubricador con un volumen determinado y contando el número de gotas entregadas por el lubricador. De esta manera, se obtuvo un volumen de cada gota que en promedio resultó ser de  $0.02 \text{ cm}^3$ . Las limitaciones técnicas más importantes de este lubricador son la temperatura máxima de operación, fijada en 340 K, y el caudal máximo de lubricante que pueden entregar en los ensayos.

**Freno eléctrico:** El sistema de freno eléctrico utilizado (Figura 3-10) se compone de tres elementos principales: un variador de frecuencia de la firma ABB, un motor eléctrico de 2.5 kW y unas resistencias eléctricas. Mediante el variador de frecuencia se fija la frecuencia de giro del motor eléctrico y este a su vez controla la frecuencia de giro del expansor *scroll*. La potencia mecánica producida por el expansor se convierte en electricidad mediante el motor eléctrico y éste a su vez envía la electricidad producida al variador de frecuencia, el cual se encarga de enviarla a las resistencias eléctricas donde serán convertidas en calor y disipadas al ambiente.



**Figura 3-10. Componentes del sistema de frenado eléctrico.**

### 3.2.2.2. Equipos de medida en la instalación experimental con aire

La instalación experimental construida cuenta con varios sensores para medir las variables de funcionamiento del expansor, además de un sistema de adquisición de datos encargado de representar en tiempo real las variables medidas del expansor. Los sensores utilizados en la instalación experimental se indican en la Figura 3-5 y son los siguientes:



**Presión y temperatura del aire:** estas variables se miden a través de tres transductores de presión Baumer E913 que tiene un fondo de escala de 25 bar y una incertidumbre de  $\pm 5$  kPa y la temperatura mediante unas sondas PT100. Los sensores están ubicados a la entrada del intercambiador de calor (5) y del expansor (8) y a la salida del expansor (9).

**Caudal volumétrico de aire a la entrada del expansor:** El caudal volumétrico de aire a la entrada del expansor se mide mediante un rotámetro (modelo Rosemount). Para calcular el caudal másico únicamente se requiere la densidad del aire correspondiente al punto 5 de la instalación experimental (Figura 3-5).

El caudal volumétrico medido deber ser corregido teniendo en cuenta a la presión y temperatura a la que circula el aire. El valor corregido ( $\dot{V}_{\text{corregido}}$ ) y el caudal másico ( $\dot{m}_{\text{ent}}$ ) correspondiente se obtienen de las siguientes expresiones:

$$\dot{V}_{\text{corregido}} = \dot{V}_{\text{medido}} \sqrt{\frac{P_5}{101.3} \cdot \frac{T_5}{293.15}} \quad (3-1)$$

$$\dot{m}_{\text{ent}} = \dot{V}_{\text{corregido}} \cdot \rho_n \quad (3-2)$$

**Caudal másico de lubricante:** Este caudal es calculado mediante el conteo visual de las gotas entregadas por el lubricador en un determinado periodo de tiempo (usualmente 120 segundos). Luego mediante la tasa de gotas por segundos, el volumen promedio de la gota ( $0.02 \text{ cm}^3$ ), y la densidad del lubricante (Suniso 4GS -  $750 \text{ kg/m}^3$ ) se calcula el caudal másico de lubricante que se mezclará en la corriente de aire.

**Frecuencia de giro y par motor:** Estas magnitudes se miden conjuntamente a través de un sensor integrado por un tacómetro y un transductor de par. Debido a que las medidas obtenidas por este sensor se realizan en el eje del freno eléctrico, se deben corregir utilizando la relación de diámetros (3.08) entre la polea del expansor y la del freno eléctrico.

En la Tabla 3-1 se muestran las características principales de los sensores de medida mencionados así como sus rangos de medida e incertidumbres. Previamente, las

medidas realizadas por los sensores de presión, temperatura y caudal fueron comparados con otros sensores ya calibrados, con la finalidad de observar las desviaciones entre las medidas obtenidas respecto a los sensores calibrados, encontrándose que estos sensores se ajustaban a las incertidumbres del fabricante.

**Tabla 3-1 Sensores utilizados en la instalación experimental con aire de la Figura 3-5.**

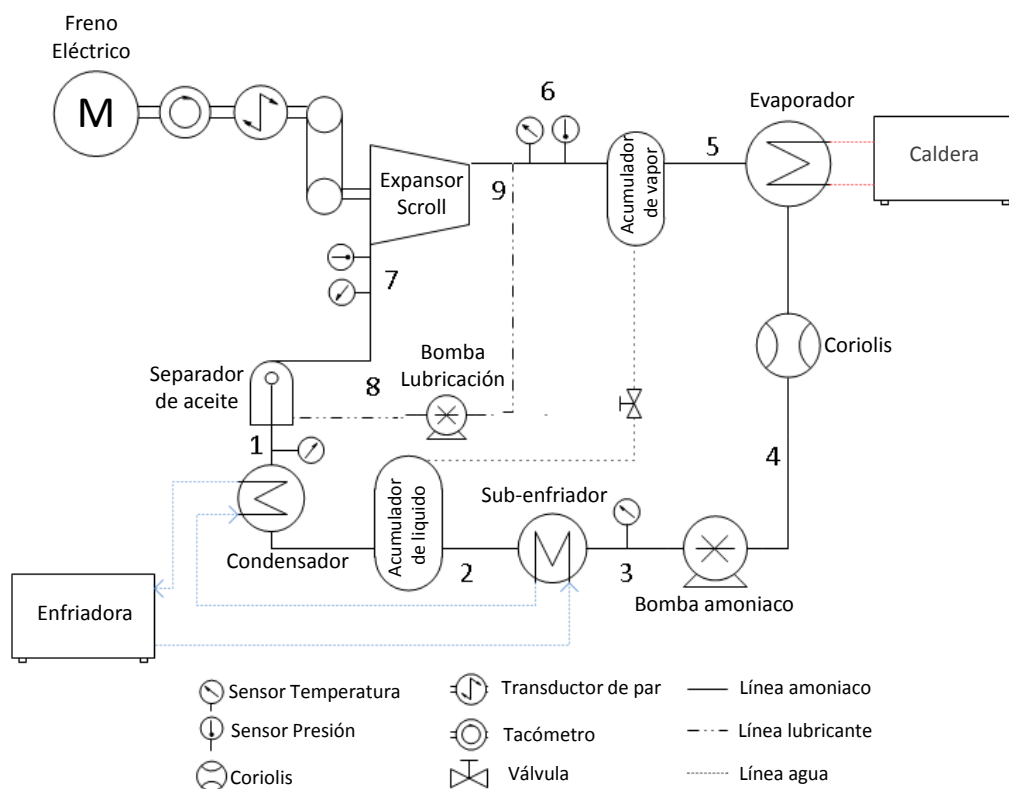
<b>Tipo de sensor</b>	<b>Rango de medida</b>	<b>Incertidumbre</b>
Transductor de presión (Mod. Baumer E913)	0 - 2500 kPa	$\pm 5$ kPa
Sensor temperatura (RTD, PT 100 Clase B)	258 - 363 K	$\pm 0.3$ K
Rotámetro (Rosemount)	2.76 - 27.6 Nm <sup>3</sup> /h	4% V.M
Tacómetro (Magtrol TMB 310)	1 - 166 Hz	$< \pm 0.10\%$ V.M
Transductor de par (Magtrol TMB 310)	0.1 - 50 N.m	$< \pm 0.10\%$ V.M
Lubricador (MetalWork)	0 - 10 Gotas/seg	$< \pm 20\%$ V.M

### 3.2.3. Caracterización del expansor *scroll* utilizando amoniaco como fluido de trabajo

La caracterización experimental del expansor *scroll* utilizando amoniaco como fluido de trabajo se realizó mediante la instalación experimental mostrada en la Figura 3-11. Esta instalación es un ciclo cerrado similar a un ciclo Rankine, en que se produce una corriente de vapor de amoniaco a una presión, temperatura y grado de lubricación determinado para ser expansionada en el dispositivo scroll y retornar al punto de partida una vez condensada y enfriada. La potencia mecánica producida en la expansión del amoniaco dentro del expansor se transfiere a un freno eléctrico que controla su frecuencia de giro.



**Figura 3-11. Instalación experimental para caracterizar el expansor con amoniaco.**



**Figura 3-12. Esquema de la instalación experimental para caracterizar el expansor con amoníaco.**

El esquema conceptual de la instalación experimental se muestra en la Figura 3-12 y su principio de funcionamiento se basa en bombear una corriente de amoníaco (3-4) proveniente del condensador hasta un intercambiador de placas (4-5) en donde el amoníaco es vaporizado. Luego, el vapor de amoníaco comprimido y caliente es lubricado (9) para entrar al expansor en que será expandido hasta la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación del amoníaco en el condensador.

A la salida del expansor (7) se encuentra un sistema de recuperación de aceite, el cual consiste en un dispositivo separador de aceite y una bomba dosificadora para inyectar de nuevo el aceite separado a la corriente de vapor de amoníaco a la entrada del expansor (9). El amoníaco es condensado (1-2) y sub-enfriado (3) mediante dos intercambiadores de calor acoplados a una enfriadora de agua. La potencia mecánica producida por el expansor es transferida a un freno eléctrico el cual se encarga de controlar la frecuencia de giro del expansor.

Los componentes de la instalación experimental, así como los dispositivos de medida son mostrados a continuación.

### 3.2.3.1. Componentes de la instalación experimental con amoniaco

En este apartado, se describen los componentes utilizados en la instalación experimental. Debido a que el amoniaco ofrece un desafío para la selección de los componentes debido a su incompatibilidad con algunos materiales, se adoptó el criterio para la selección de los equipos que estos debían estar contruidos completamente con materiales compatibles con amoniaco: acero, aluminio o ciertos polímeros.

**Bomba de amoniaco:** Se trata de uno de los componentes más importantes de la instalación experimental, ya que se encarga de transportar el amoniaco desde un nivel de presión inferior hasta un nivel de presión superior. La bomba utilizada (Figura 3-13) es del tipo rotativa de paleta (Fluid - o - Tech, mod. PO411V), y permite presurizar la corriente de amoniaco hasta 1600 kPa, con un caudal de 400 L/h.



**Figura 3-13. Bomba de amoniaco.**

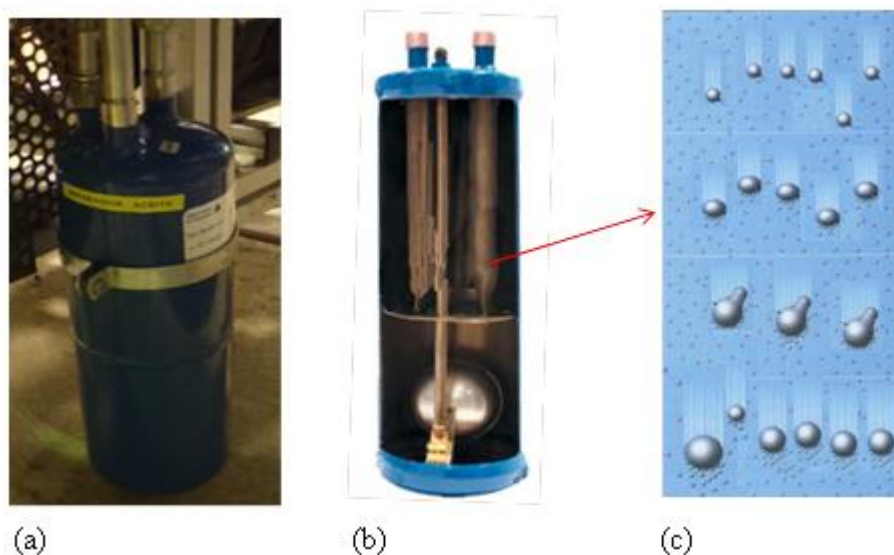
Los materiales de construcción de la bomba son: acero inoxidable, grafito y sellos de EPDM. La principal ventaja de este tipo de bomba es su bajo coste. Sin embargo con este tipo de bomba se tuvo muchos problemas de fiabilidad, ya que su vida útil se reducía enormemente cuando trabajaba con amoniaco; causado posiblemente por la cavitación del amoniaco en la aspiración de la bomba o problemas de refrigeración de las partes móviles ya que se producían excesivos desgastes entre las piezas internas.

Para el control de la presión a la entrada al expansor se utilizó un variador de frecuencia para controlar la frecuencia de giro de la bomba de amoniaco desde 1 Hz hasta 50 Hz. De esta forma se logró aumentar o disminuir el caudal de amoniaco que entra al evaporador produciendo así más o menos vapor, lo cual incrementa la presión del sistema. La principal ventaja de este sistema es la precisión y estabilidad

en el control de la presión, logrando así llegar más fácil a presiones en régimen estacionario.

**Evaporador, condensador y sub-enfriador:** Estos componentes están integrados por intercambiadores de calor de placas AlfaNova (mod. HP52), construidos completamente con acero inoxidable. Estos intercambiadores permiten trabajar a presiones de hasta 4200 kPa y temperaturas de operación superiores a los 500 K.

**Separador de aceite:** Se trata de un separador ESK Schultze, Mod. OS10 del tipo coalescente (Figura 3-14) que se encarga de retirar el aceite de la corriente de amoniaco mediante el principio físico de la coalescencia, el cual se basa en que las partículas de aceite que trae la corriente de amoniaco chocan unas con otras ocasionando la formación de gotas cada vez más grandes y por gravedad se asientan en el fondo del separador.



**Figura 3-14. (a) Imagen, (b) corte transversal del separador de aceite y (c) principio físico de la coalescencia.**

Debido a que el amoniaco tiene una baja densidad y no es miscible con el aceite, el proceso de separación se hace de forma rápida. El grado de separación en este tipo de dispositivos está en torno al 97% y 99% y permiten realizar la separación a temperaturas cercanas a 267 K.

**Bomba dosificadora de aceite:** Se trata de un equipo Optodrive BT4a 1602 (Figura 3-15) encargado de retornar el aceite desde el separador de aceite hasta la entrada del expansor. Esta bomba permite trabajar a una presión máxima de 1600 kPa entregando un caudal máximo de 2.1 L/h. El sistema de control y medida del caudal

proporcionado por la bomba viene determinado por el número de pulsaciones de la bomba; correspondiendo a cada pulsación un volumen de  $0.58 \text{ cm}^3$ .

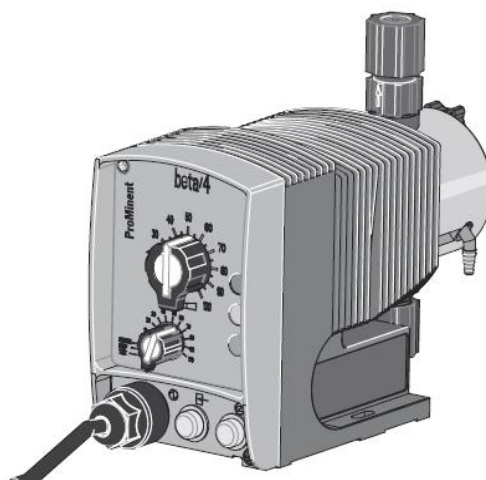


Figura 3-15. Bomba dosificadora de aceite.

**Caldera de aceite térmico:** Se trata de una caldera de gas (Figura 3-16) de la marca Pirobloc de 75 kW nominales que calienta aceite térmico para proveer la energía térmica requerida para evaporar y recalentar la corriente de amoníaco. La temperatura de operación máxima que se puede obtener en esta caldera es de  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Sin embargo, para estos ensayos la limitación de temperatura viene fijada por el circuito secundario de la caldera, ya que este último utiliza agua como fluido térmico siendo la temperatura máxima que puede alcanzar de  $140 \text{ }^\circ\text{C}$ .



(a)



(b)

Figura 3-16. (a) Imagen y (b) corte trasversal de la caldera de aceite térmico.

**Unidad enfriadora de agua:** Se trata de un equipo de compresión mecánica CIAT Mod. Dynaciat LGP (Figura 3-17) que se encarga de producir una corriente de agua fría a temperaturas de hasta 4°C que se utilizará en el condensador y en el subenfriador de la instalación experimental con amoníaco. El rango de potencia de refrigeración de esta máquina es de 35 a 100 kW.



**Figura 3-17. Unidad enfriadora de agua.**

### 3.2.3.2. Equipos de medida en la instalación experimental con amoníaco

La instalación experimental cuenta con diversos sensores encargados de medir las variables de funcionamiento del expansor *scroll* además de un sistema de adquisición de datos encargado de representar en tiempo real las variables medidas.

Las variables de funcionamiento del expansor se midieron utilizando los siguientes sensores:

**Presión y temperatura del amoníaco:** Se midieron la temperatura y presión de la corriente de amoníaco a la entrada y salida del expansor, mediante dos transductores de presión Baumer E913 que tiene un fondo de escala de 25 bar y una incertidumbre de  $\pm 5$  kPa y dos sensores de temperatura PT100, los cuales tienen un rango de medida entre 258 y 363 K y una incertidumbre de  $\pm 0.3$  K. Adicionalmente se midió la temperatura a la entrada del evaporador y a la salida del subenfriador con la finalidad de establecer un cierto grado de subenfriamiento a la entrada de la bomba y así evitar que ésta llegue a cavitación.

**Caudal másico de amoníaco:** El caudal másico se mide directamente mediante un medidor de caudal de coriolis (*Micro Motion* CMF 025) situado antes del evaporador (entre los puntos 4 y 5 de la Figura 3-12).

**Caudal másico de lubricante:** Este caudal se calcula a través del caudal volumétrico desplazado por la bomba dosificadora y la densidad del lubricante (Suniso 4GS - 750 kg/m<sup>3</sup>).

**Frecuencia de giro y par-motor del expansor:** Estas magnitudes se miden mediante un tacómetro y un transductor de par (Magtrol TMB 310), el cual está instalado en el eje del freno eléctrico. Debido a que las medidas obtenidas por este sensor se realizan en el eje del freno eléctrico, deben de corregirse utilizando la relación de diámetros entre la polea del expansor y la del freno eléctrico cuyo valor es 3.08.

En la Tabla 3-2, se presentan las características principales de los sensores utilizados, así como los rangos de medida e incertidumbres.

**Tabla 3-2 Características de los sensores utilizados en la instalación de la Figura 3-12.**

Tipo de sensor	Rango de medida	Incertidumbre
Transductor de presión (Mod. Baumer E913)	0 - 2500 kPa	± 5 kPa
Sensor temperatura (RTD, PT 100 Clase B)	258 - 363 K	± 0.3 K
Coriolis ( <i>Micro Motion</i> CMF 025)	0.027 – 2180 kg/h	± 0.10 % V.M
Tacómetro (Magtrol TMB 310)	1 - 166 Hz	< ±0.10% V.M
Transductor de par (Magtrol TMB 310)	0.1 - 50 N.m	< ±0.10% V.M

### 3.2.4. Ensayos realizados en las caracterizaciones

#### 3.2.4.1. Ensayos realizados con aire

**Influencia de la lubricación:** Para conocer la influencia de la lubricación en el funcionamiento del expansor con aire se realizaron tres series de ensayos a las frecuencias de giro de 15.4, 20.5 y 25.6 Hz, manteniendo una presión a la entrada de 300 kPa y de 101.3 kPa a la salida, una temperatura del aire a la entrada del expansor de 338 K y variando la relación másica de lubricante/aire desde 0% hasta el 6%.

**Influencia de la temperatura de entrada del aire:** Para realizar ese estudio se realizaron tres series de ensayos a las presiones de entrada del aire de 300, 350 y 400 kPa, una relación másica de lubricante/aire del 2%, una frecuencia de giro de 34.0 Hz, una presión de salida del aire de 101.3 kPa y variando la temperatura del aire a la entrada del expansor desde 284 K hasta 328 K.

**Influencia de la relación de presiones:** El estudio se basó en tres series de ensayos a las presiones de entrada de 300, 350 y 400 kPa variando la relación de presiones en el proceso de expansión desde 1.5 hasta 3.5 y manteniendo la temperatura del aire a la entrada del expansor en 343 K, la relación másica de lubricante/aire de 2% y una frecuencia de giro de 25.6 Hz.



**Influencia de la frecuencia de giro:** Para realizar este estudio se realizaron tres series de ensayos a las presiones de entrada del aire de 300, 350 y 400 kPa, variando la frecuencia de giro desde 25.6 hasta 59.8 Hz y manteniendo la temperatura del aire a la entrada del expansor igual a 323 K, la relación másica de lubricante/aire del 2%) y una presión de salida de 101.3 kPa.

#### 3.2.4.2. Ensayos realizados con amoníaco

**Influencia de la lubricación:** Los ensayos en que se basa este estudio se realizaron a las frecuencias de giro de 25.0, 33.3 y 41.6 Hz variando únicamente la relación másica de lubricante/amoníaco que entra al expansor desde un 0% hasta un 9%. Las demás condiciones de operación del expansor son: 1000 kPa y 333 K a la entrada del expansor y una relación de presiones en el expansor de 1.43.

**Influencia de la temperatura del amoníaco a la entrada:** Se realizaron ensayos a las frecuencias de giro de 25.0, 33.3 y 41.6 Hz, variando la temperatura de entrada al expansor desde 330 K hasta 364 K y manteniendo 1300 kPa de presión a la entrada del expansor, una relación másica de lubricante/amoníaco del 2% y una relación de presiones de 1.95.

**Influencia de la relación de presiones y la presión de entrada del amoníaco:** se realizaron tres series de ensayos a diferentes presiones de entrada: 1000, 1200 y 1400 kPa, variando la relación de presiones desde 1.3 hasta 2.1 y manteniendo la temperatura del amoníaco a la entrada del expansor igual a 334 K, la relación másica de lubricante/aire del 2% y una frecuencia de giro de 33.3 Hz.

**Influencia de la frecuencia de giro del expansor:** Este estudio está basado en los resultados obtenidos en tres series de ensayos a las presiones de entrada del amoníaco de 1200, 1300 y 1400 kPa y a frecuencias de giro de 25.0, 33.3, 41.6, 50.0 y 58.3 Hz, manteniendo la temperatura del amoníaco a la entrada del expansor de 335 K, la relación másica de lubricante/aire del 2% y una relación de presiones de 1.95.

### 3.3. **Resultados de la caracterización del expansor *scroll* utilizando aire y amoníaco como fluidos de trabajo**

A partir de los resultados obtenidos de los ensayos realizados se determinaron las prestaciones del expansor: pérdidas mecánicas, potencia mecánica neta producida por

el expansor, rendimiento isentrópico global, rendimiento volumétrico y rendimiento mecánico, que permitieron caracterizar el equipo tanto con aire como con amoníaco.

El cálculo de la potencia mecánica neta y pérdidas mecánicas ( $\dot{W}_{net}$  y  $\dot{W}_{perd}$ ) se obtiene a partir del par mecánico medido ( $\tau_{net}$  y  $\tau_{perd}$ ) y la frecuencia de giro medidos ( $N_{exp}$ ) con el freno eléctrico, utilizando las expresiones:

$$\dot{W}_{net} = 2 \cdot \pi \cdot N_{exp} \cdot \tau_{net} \quad (3-3) \quad \dot{W}_{perd} = 2 \cdot \pi \cdot N_{exp} \cdot \tau_{perd} \quad (3-4)$$

Lemort et al. [44] definieron el rendimiento isentrópico global del expansor ( $\eta_{iso,global}$ ) como la relación entre la potencia mecánica neta producida por el expansor ( $\dot{W}_{net}$ ) y la potencia mecánica máxima que podría producir si el proceso de expansión fuese completamente isentrópico. Este término puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{iso,global} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{ent} \cdot (h_{ent} - h_{s_{sal}})} \quad (3-5)$$

El rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ) del expansor *scroll*, definido como la relación entre el caudal másico teórico de aire que ocuparía la cámara de entrada del expansor ( $V_{celda}$ ) y el caudal másico de aire que entra al expansor ( $\dot{m}_{ent}$ ), se puede calcular mediante la ecuación:

$$\eta_v = \frac{V_{celda,ent} \cdot N_{exp} \cdot \rho_{ent}}{\dot{m}_{ent}} \quad (3-6)$$

El rendimiento mecánico del expansor ( $\eta_m$ ) se define como la relación entre la potencia mecánica neta ( $\dot{W}_{net}$ ) y la potencia mecánica total producida por el expansor. La diferencia entre la potencia mecánica total y la potencia mecánica neta corresponde a las pérdidas mecánicas del expansor ( $\dot{W}_{perd}$ ), que cambian con la frecuencia de giro.

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{net} + \dot{W}_{perd}} \quad (3-7)$$

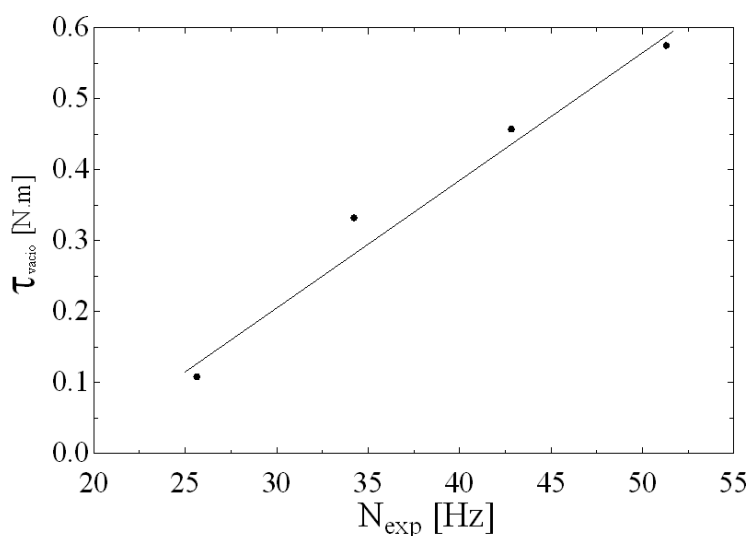
El porcentaje másico de lubricación ( $R_{lub}$ ) en la corriente que entra al expansor puede calcularse mediante la expresión:

$$R_{lub} = \left[ \frac{\dot{m}_{lub}}{\dot{m}_{ent} + \dot{m}_{lub}} \right] \cdot 100 \quad (3-8)$$

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del aire se utilizan las propiedades propuestas por Lemmon et al. [76] y para el amoniaco las de Tillner Roth [77]. Para el cálculo de la propagación de incertidumbres se utilizó la metodología propuesta por el NIST [78].

### 3.3.1. Pérdidas mecánicas

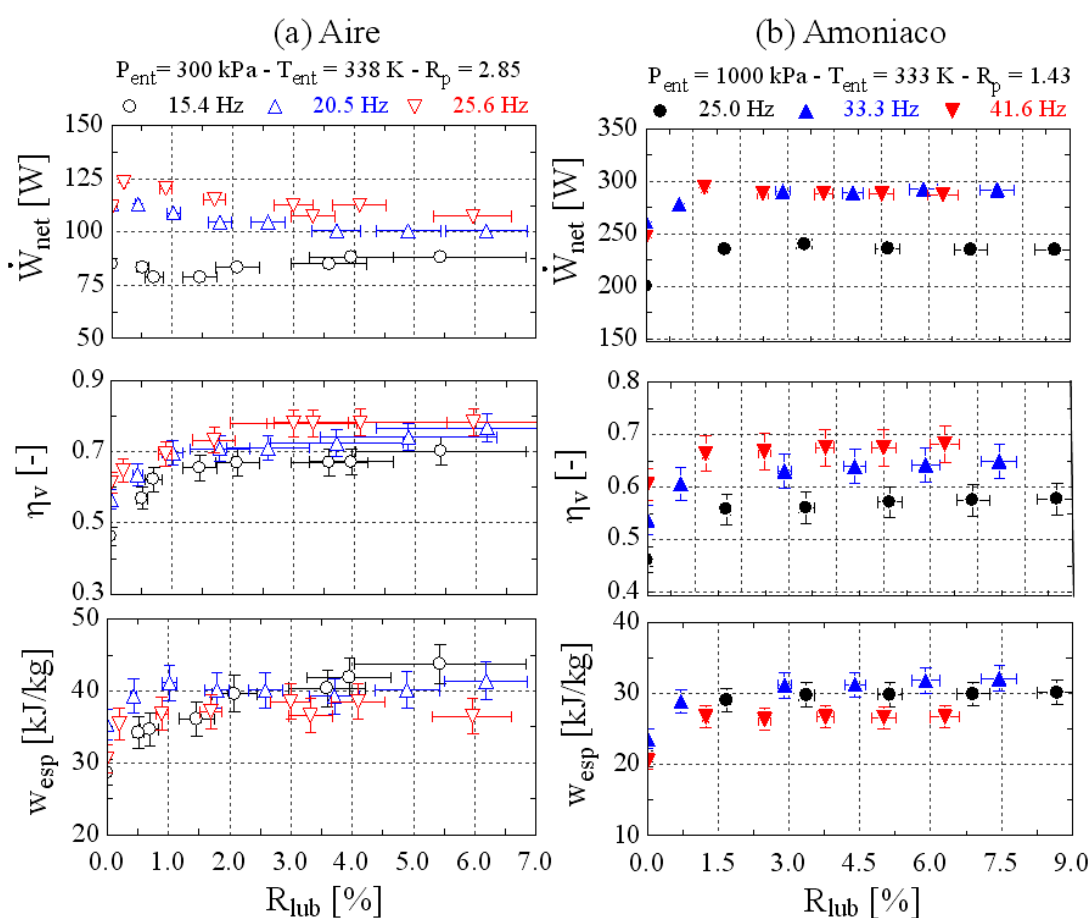
A partir de los ensayos en vacío, se obtuvo el comportamiento del par motor en vacío cuando la frecuencia de giro varía desde 25 Hz hasta 50 Hz. En la tabla xx se presentan los valores medidos del par resistente a las distintas frecuencias de giro, y en la en la Figura 3-18 se representaron gráficamente dichos valores. En dicho grafico se observa que existe una dependencia lineal entre el par resistente y la frecuencia de giro.



**Figura 3-18. Par motor requerido para mover el expansor en vacío a diferentes frecuencias de giro.**

### 3.3.2. Influencia de la lubricación

Los resultados numéricos obtenidos relativos a la influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor se presentan en los anexos A-1 (para aire) y B-1 (para amoniaco). En la Figura 3-19 se representan gráficamente los valores obtenidos de la potencia mecánica producida, rendimiento volumétrico y trabajo específico producido por el expansor a diferentes frecuencias de giro, tanto para el aire como para el amoniaco. En el eje de las abscisas se representa el grado de lubricación y en el eje de la ordenada las prestaciones: potencia mecánica, rendimiento volumétrico y trabajo específico del expansor.



**Figura 3-19. Influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.**

En los ensayos con aire (Figura 3-19a) se observa que la potencia mecánica se ve afectada por la lubricación de forma dispar para las diferentes frecuencias de giro, obteniéndose magnitudes del orden de 85, 100 y 110 W para las tres series de ensayos a 15.4, 20.5 y 25.6 Hz respectivamente. Para regímenes de giro superiores a 20 Hz las mayores potencias mecánicas se obtienen para porcentajes de lubricación inferiores al

2%. En los ensayos con amoníaco (Figura 3-19b), se observa que la potencia mecánica del expansor aumenta, para todos los regímenes de giro ensayados, para grados de lubricación entre 0 y 2%, desde 200 hasta 240 W, de 250 a 300 W y de 252 a 300 W para las series de ensayos de 25.0, 33.3 y 41.6 Hz, respectivamente.

El motivo por el cual la potencia mecánica del expansor aumenta con la lubricación en el intervalo comprendido entre 0 y 2%, se debe principalmente a que disminuyen los rozamientos internos de los rodamientos del expansor, lo cual conduce a una disminución de las pérdidas mecánicas por fricción y a un aumento, como veremos, del rendimiento volumétrico. Sin embargo, aumentos mayores del grado de lubricación no conduce a mejoras apreciables.

Respecto a la influencia de la lubricación en el rendimiento volumétrico para el expansor operando con aire y amoníaco, se observa un aumento considerable para los porcentajes de lubricación entre un 0 y 2%. Para los ensayos con aire, este aumento va desde el 46 al 70% a la frecuencia de 15.4 Hz, del 56 al 78% a 20.5 Hz y del 62 al 80% a 25.6 Hz. En los ensayos con amoníaco se observa un comportamiento similar a los ensayos con aire obteniéndose aumentos del rendimiento volumétrico desde el 46 al 58% a 25.0 Hz, desde el 54 al 65% a 33.3 Hz y del 61% al 69% a 41.6 Hz. Asimismo en esta misma figura puede apreciarse que el rendimiento volumétrico del expansor aumenta con la frecuencia de giro para ambos fluidos.

La causa por la cual se logran estos aumentos en el rendimiento volumétrico del expansor se debe, principalmente, a que el lubricante actúa como sello entre las cámaras del expansor, evitando así que el fluido se fugue entre las diferentes holguras de los espirales, y en consecuencia el rendimiento volumétrico aumente y también la potencia mecánica obtenida.

En la Figura 3-19 también se ha representado el trabajo específico producido por el expansor en función de la lubricación. En los ensayos con aire se observa que la lubricación influye positivamente en la potencia específica obteniéndose aumentos medios en torno al 40% para las tres series de ensayos, en el rango de lubricación entre 0% y 2%. Para los ensayos con amoníaco el aumento del trabajo específico producido está en torno a un 30%. Adicionalmente en esta figura se observa que la frecuencia de giro influye positivamente en el trabajo específico producido para los ensayos con aire y amoníaco.

### 3.3.3. Influencia de la temperatura del fluido a la entrada del expansor

Los resultados obtenidos en los ensayos relativos a la influencia de la temperatura de entrada al expansor se representan en los anexos A-2 (para aire) y B-2 (para amoniaco). Además, en la Figura 3-20 se representa gráficamente estos resultados para el aire y amoniaco, observándose la influencia de la temperatura en la potencia mecánica, rendimiento volumétrico y rendimiento isentrópico del expansor para cada fluido de trabajo.

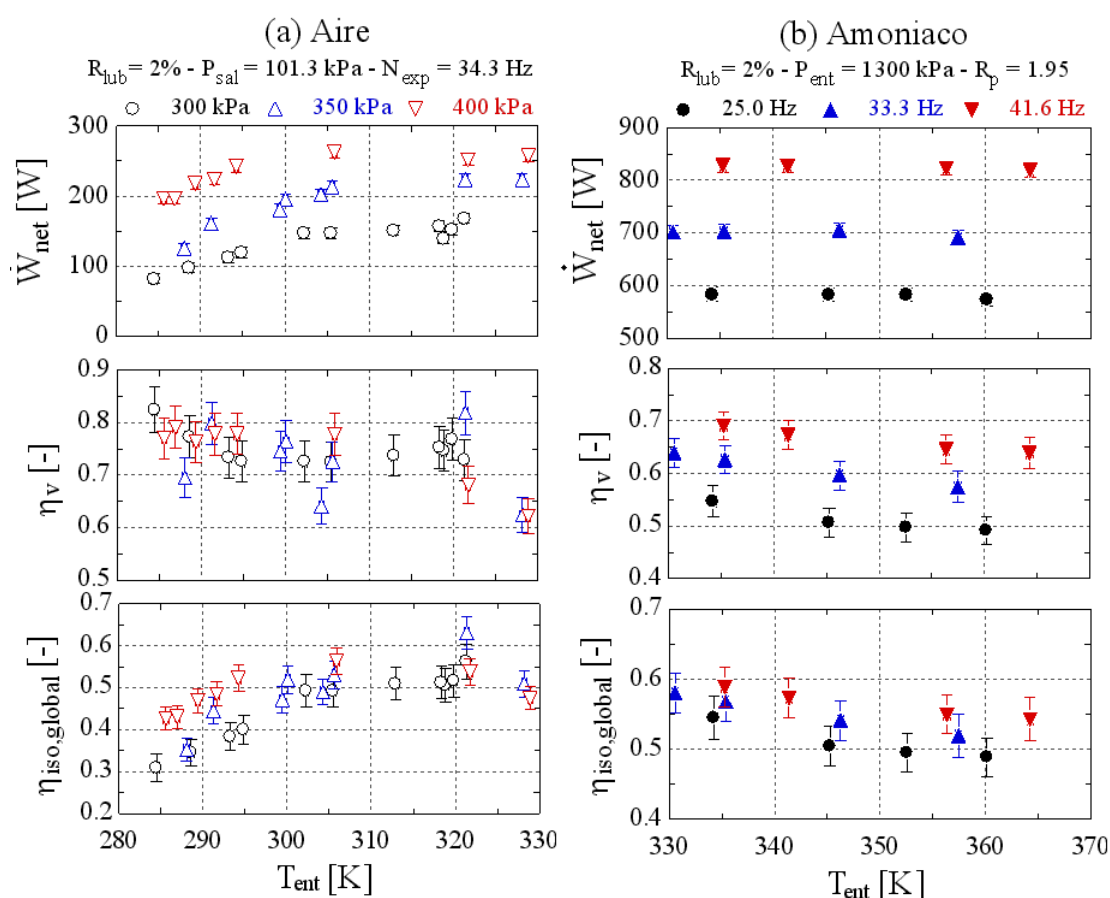


Figura 3-20. Influencia de la temperatura del fluido a la entrada del expansor en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.

La influencia de la temperatura de entrada en la potencia mecánica del expansor para los ensayos con aire en el rango de 280 y 305 K es positivo, ya que ésta potencia aumenta de 85 a 150 W, de 130 a 225 W y de 195 a 260 W para las tres series de ensayos a 15.4, 20.5 y 25.6 Hz respectivamente. Para temperaturas superiores a 305 K en los ensayos con aire, la potencia mecánica apenas sufre cambios al variar la temperatura.

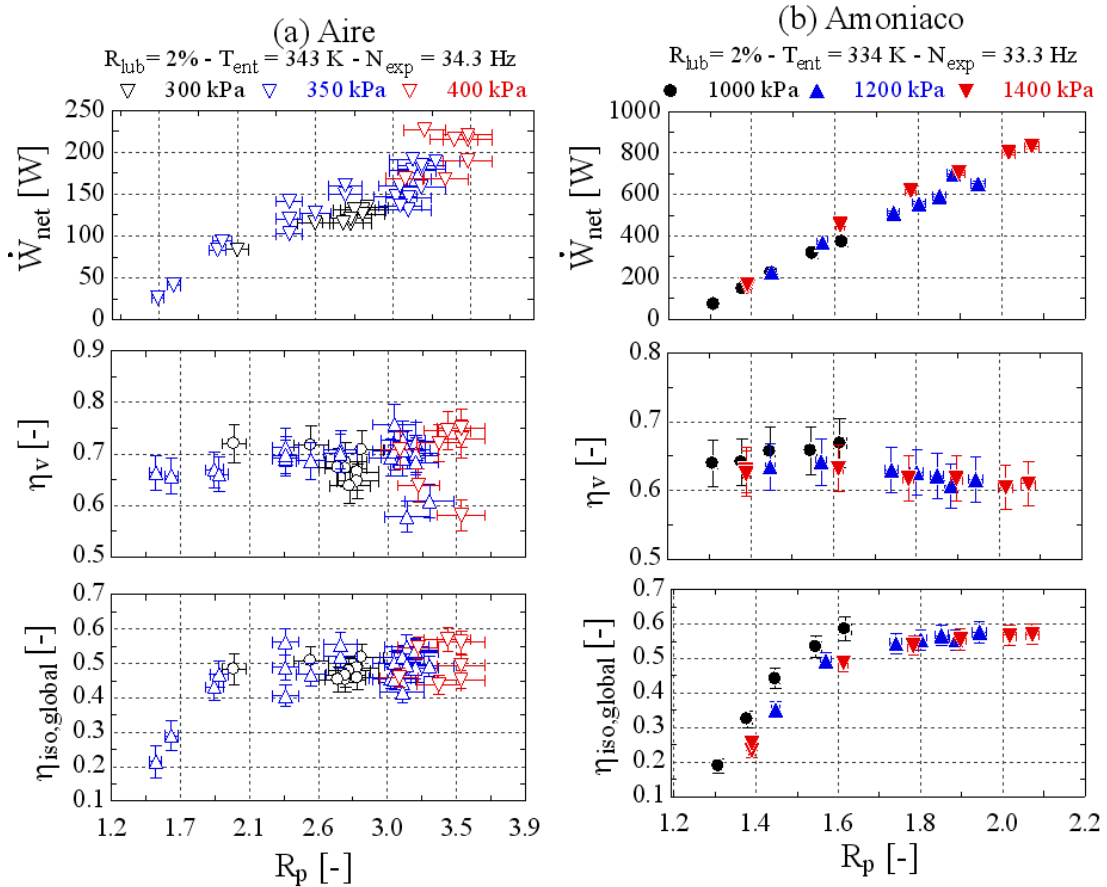
La posible causa por la que el expansor experimenta este aumento de potencia en los rangos de temperatura entre 280 y 305 K podría estar relacionada con la baja temperatura de salida del aire a esas condiciones de operación, ya que el aire sale del expansor en torno a 267 K ocasionando pequeñas solidificaciones del lubricante a la salida del expansor, lo cual restringen el caudal de aire a la salida del expansor, produciendo así un aumento en la presión de salida del expansor y esto a su vez disminuye la potencia mecánica producida.

En los ensayos con amoníaco a temperaturas superiores a 330 K apenas se observan cambios en la potencia mecánica, obteniéndose valores de 600 W, 700 W y 820 W para frecuencias de giro de 25.0, 33.3 y 41.6 Hz, respectivamente. Sin embargo, el aumento de la temperatura del fluido a la entrada del expansor afecta negativamente el rendimiento volumétrico del expansor, disminuyéndolo desde el 80 al 49% para ambos fluidos, con disminuciones del orden de 0.2 unidades porcentuales por grado de temperatura. Estas disminuciones pueden deberse a que la viscosidad del lubricante disminuye con la temperatura, ocasionando que el lubricante tenga menor resistencia al fluido que se fuga entre las espirales del expansor.

En los ensayos con aire se observa que el rendimiento isentrópico global del expansor aumenta con la temperatura de entrada en el rango de 285 y 305 K, desde 0.3 hasta 0.5. Para temperaturas superiores a 310 K en ambos fluidos, el rendimiento isentrópico global del expansor empieza a disminuir ligeramente con la temperatura del fluido a una tasa de 0.25 unidades por grado, debido principalmente por la disminución del rendimiento volumétrico del expansor con la temperatura.

### **3.3.4. Influencia de la relación de presiones del expansor**

Los resultados obtenidos en los ensayos relativos a la influencia de la relación de presiones del expansor se representan en los anexos A-3 (para aire) y B-3 (para amoníaco). Además, en la Figura 3-21 se representa gráficamente estos resultados, observándose que la potencia mecánica del expansor aumenta considerablemente con la relación de presiones desde 25 a 250 W para los ensayos con aire y de 25 a 840 W con el amoníaco. Adicionalmente en la Figura 3-21(b) se observa que la presión de entrada influye positivamente en la pendiente de producción de potencia mecánica, debido a esto se deduce que el aumento de la presión a la entrada del expansor influye positivamente en la producción de potencia mecánica.



**Figura 3-21. Influencia de la relación de presiones en las prestaciones del expensor con (a) aire y con (b) amoniaco.**

Respecto al rendimiento volumétrico del expensor trabajando a diferentes relaciones de presión, se puede observar que para ambos fluidos, el cambio de la relación de presiones apenas lo afecta, obteniéndose rendimientos volumétricos entre 0.7 y 0.6 para aire y amoniaco. Adicionalmente en los ensayos con amoniaco se observa que la disminución de la presión del fluido a la entrada del expensor mejora ligeramente el rendimiento volumétrico del expensor.

En cuanto al rendimiento isentrópico global del expensor, se puede observar que éste es afectado considerablemente por la relación de presiones: para valores entre 1.3 y 2.0 aumenta desde 0.20 hasta 0.55 para ambos fluidos de trabajo, mientras que para relaciones de presión superiores a 2.3 el rendimiento isentrópico global del expensor apenas cambia. El efecto de la relación de presiones en el rendimiento isentrópico global del expensor fue descrito por [62] a causa del fenómeno de la sobre y sub expansión del fluido. Estos resultados experimentales confirman que este fenómeno ocurre durante la expansión.



### 3.3.5. Influencia de la frecuencia de giro del expansor

Los resultados obtenidos en los ensayos relativos a la influencia de la frecuencia de giro del expansor se representan en los anexos A-4 (para aire) y B-4 (para amoniaco). Además, en la Figura 3-22, se representa gráficamente la influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor *scroll*. Para los ensayos con aire y amoniaco.

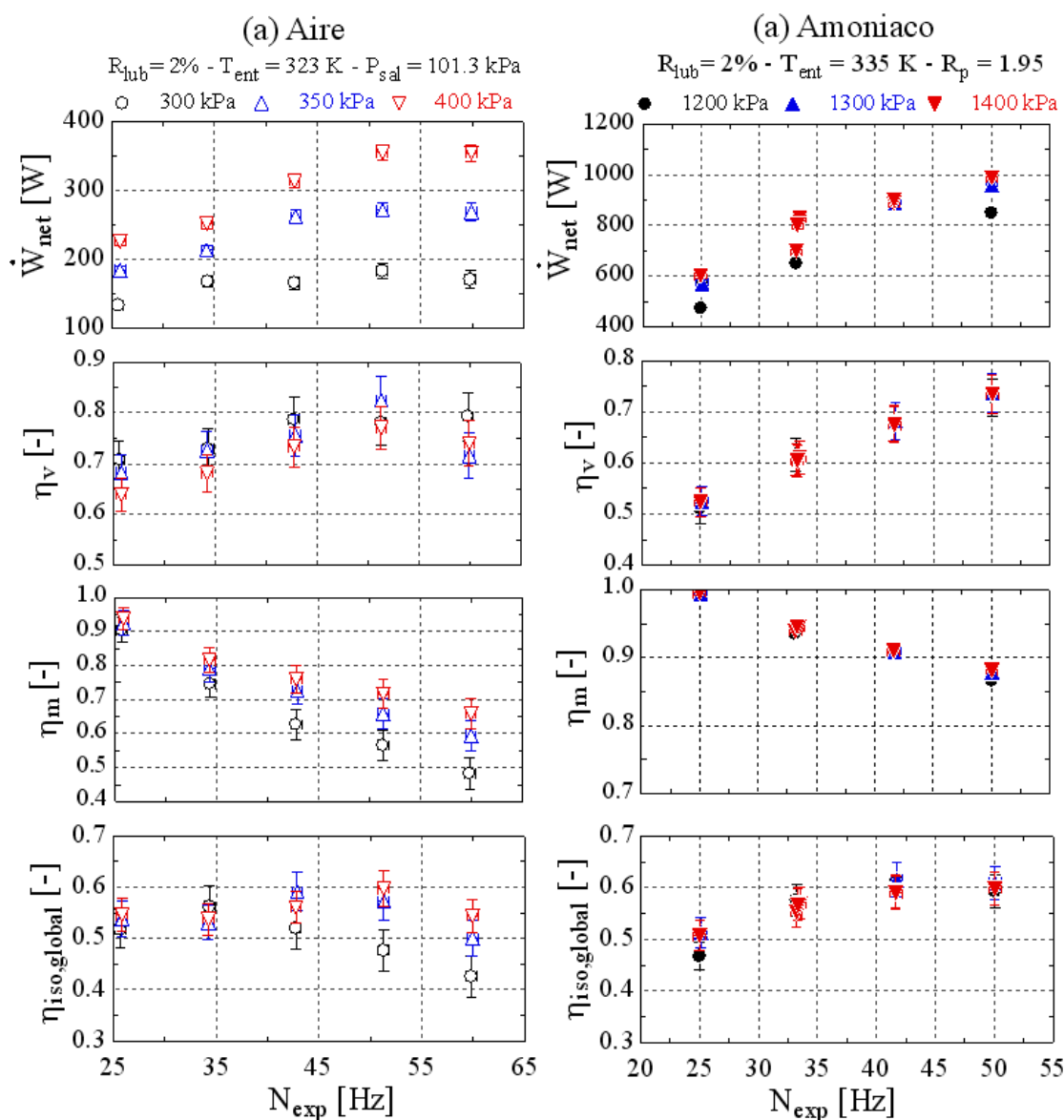


Figura 3-22. Influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor con (a) aire y con (b) amoniaco.

La potencia mecánica producida aumenta proporcionalmente con la frecuencia de giro, debido que a mayores frecuencias de giro se expande una mayor cantidad de masa. En estos ensayos se observa que el rendimiento volumétrico del expansor en función de la frecuencia de giro aumenta del 65 al 80% para los ensayos con aire y del

51 al 74% para los ensayos con amoniaco. Adicionalmente, se observa en los ensayos con amoniaco trabajando a las mismas relaciones de presiones, que la presión de entrada no influye en el rendimiento volumétrico del expansor.

En los ensayos con aire puede apreciarse que el rendimiento mecánico del expansor disminuye considerablemente con la frecuencia de giro y que el rendimiento mecánico disminuye cuando la presión de entrada al expansor disminuye, debido principalmente a que el expansor produce menos potencia mecánica a menores presiones de entrada manteniéndose las pérdidas mecánicas constantes para dichas frecuencias de giro. Las magnitudes del rendimiento mecánico para los ensayos con amoniaco están en el orden del 98% para bajas frecuencias de giro y del 87 % para altas frecuencias de giro.

La influencia de la frecuencia de giro en el rendimiento isentrópico global del expansor para los ensayos con aire y amoniaco es positiva, ya que el aumento de la frecuencia de giro mejora considerablemente el rendimiento volumétrico y éste a su vez tiene un mayor peso en el rendimiento isentrópico global que la disminución que se tendría por el aumento del rendimiento mecánico del expansor.

### **3.4. Conclusiones**

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos experimentalmente para la caracterización de un expansor *scroll* previa adaptación del equipo, inicialmente diseñado como compresor *scroll* abierto, operando con aire y con amoniaco en dos instalaciones experimentales construidas a tal efecto

En primer lugar se ensayó el expansor en vacío con objeto de determinar el par motor requerido para hacerlo girar a diferentes frecuencias de giro. Mediante los resultados experimentales se calculó la potencia mecánica requerida para hacerlo girar a diferentes frecuencias de giro y se concluyó que esta potencia mecánica corresponde a las pérdidas mecánicas del expansor.

La lubricación influye positivamente en el rendimiento volumétrico del expansor, potencia mecánica y trabajo específico. Encontrándose que el valor óptimo de lubricación es cuando el porcentaje másico de lubricación es superior al 2%, tanto para el expansor trabajando con aire o amoniaco.

La temperatura del fluido a la entrada del expansor disminuye la viscosidad del lubricante que entra al expansor, disminuyendo a su vez el rendimiento volumétrico e isentrópico del expansor, lo cual hace que el rendimiento isentrópico global del expansor decrezca a una tasa de 0.2%/K.

El rendimiento isentrópico global del expansor aumenta considerablemente para relaciones de presiones entre 1.3 y 2.1. Luego, para relaciones de presión superiores a 2.1, este empieza a disminuir ligeramente, esto se debe al fenómeno de la sobre y sub expansión, respectivamente.

La frecuencia de giro mejora el rendimiento volumétrico del expansor y consecuente a este aumento, el rendimiento isentrópico global del expansor, lo cual se concluye que las mejores condiciones de operación del expansor se obtienen cuando la frecuencia de giro es máxima.

Mediante el ensayo experimental del expansor *scroll* con una presión de entrada de 1400 kPa, temperatura del fluido que entra al expansor de 335 K, relación de presiones de 1.95 y una frecuencia de giro de 50 Hz, se logró obtener una potencia mecánica máxima de 958 W con un rendimiento isentrópico global del 60%.

# Capítulo 4

## Modelización del expansor *scroll*

### 4.1. Introducción

La caracterización experimental del expansor *scroll* realizada en el capítulo anterior ha permitido obtener sus prestaciones y funcionamiento en ciertas condiciones de operación. No obstante, con el objetivo de disponer de una herramienta que permita analizar su funcionamiento en cualquier condición de operación se propone en este capítulo obtener un modelo basado en principios físicos y datos experimentales.

En la literatura se encuentran diferentes trabajos acerca de modelos matemáticos del funcionamiento de expansores *scroll*. Estos modelos básicamente se clasifican en tres tipos: modelos empíricos, modelos semiempíricos y modelos determinísticos.

Los modelos empíricos (también llamados de caja negra) se obtienen a partir de las observaciones experimentales del comportamiento de los expansores. Estos se caracterizan por ser bastante sencillos y robustos numéricamente, aunque no permiten su extrapolación fuera del rango de operación. Declaye et al. [79] propuso un modelo empírico para determinar el rendimiento isentrópico global y el factor de llenado de

un expansor scroll sin lubricación a partir de sus condiciones de operación, tales como la presión y temperatura de entrada, relación de presiones y frecuencia de giro. Utilizando este modelo, los autores llegaron a obtener coeficientes de correlación del 99.44% y del 99.56% para el rendimiento isentrópico global y el factor de llenado, respectivamente.

Al segundo tipo corresponden los modelos semiempíricos, también conocidos como de caja gris, los cuales se basan en utilizar hipótesis físicas con parámetros obtenidos empíricamente. Este tipo de modelos requieren poco tiempo de cálculo y son bastante robustos. Además permiten extrapolar las prestaciones del expansor cuando se varían las condiciones de operación por fuera de las condiciones validadas. La principal desventaja de este tipo de modelos es que requieren de una experimentación previa, haciéndolos costosos y específicos para el expansor caracterizado.

Winandy et al. [80] desarrollaron un modelo semiempírico para calcular las prestaciones de un compresor abierto tipo *scroll* utilizando R-12 como fluido de trabajo, calculando el caudal másico de refrigerante en el compresor, la potencia mecánica requerida y la temperatura del refrigerante a la salida del compresor. Las desviaciones máximas obtenidas utilizando este modelo y los datos experimentales fueron del  $\pm 6\%$  para el caudal másico de refrigerante en la aspiración, desde  $-7\%$  hasta el  $3\%$  para la potencia mecánica consumida y de  $-3$  K hasta  $6$  K para la temperatura de descarga del compresor.

Posteriormente, Kane [81], desarrolló un modelo semiempírico simplificado de un expansor hermético tipo *scroll* para utilizarlo en un ciclo orgánico Rankine con R-134a como fluido de trabajo. En este modelo, el autor utilizaba como parámetros semiempíricos la relación volumétrica del expansor, la caída de presión en la aspiración, las fugas internas y las pérdidas electromecánicas del expansor. Este modelo fue validado mediante los ensayos experimentales de un expansor Trane de  $8$  kWe el cual tenía un desplazamiento volumétrico por revolución de  $72$  cm<sup>3</sup> y una relación volumétrica de  $2.3$ .

Años más tarde, Lemort et al. [59] desarrollaron un modelo semiempírico (Figura 4-2) para expansores tipo *scroll*, el cual fue adaptado del modelo propuesto previamente por Winandy et al. [82] para compresores *scroll*. En este modelo, la evolución del fluido a través del expansor se divide en los siguientes procesos: una caída de presión

adiabática ( $su$  a  $su,1$ ), un enfriamiento isobárico ( $su,1$  a  $su,2$ ), luego la corriente resultante se divide en dos: una que realiza trabajo a través de una expansión isentrópica ( $su$  hasta  $ad$ ), seguida de una expansión isocora (desde  $ad$  hasta  $ex,2$ ) y una segunda corriente que se fuga a través de las espirales la cual se modeliza como el paso de un fluido a través de una tobera convergente isentrópica. Posteriormente se mezclan adiabáticamente el fluido expandido y fugado. Finalmente la corriente resultante sufre un proceso de enfriamiento o calentamiento a presión constante.

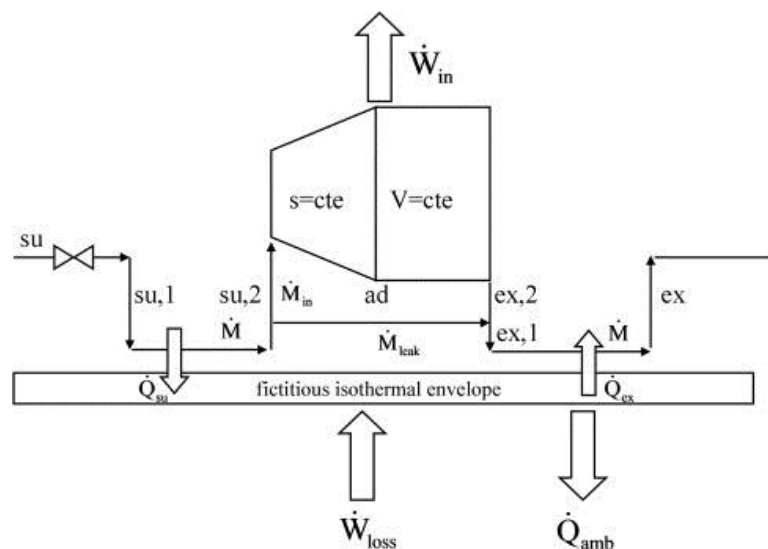


Figura 4-1. Modelo semiempírico de Lemort et al. [59].

Utilizando este modelo los autores obtuvieron una desviación máxima entre los datos experimentales medidos y calculados del  $\pm 2\%$  para el caudal másico de entrada,  $\pm 5\%$  para la potencia mecánica y  $\pm 3$  K para la temperatura del fluido a la salida del expansor.

El tercer tipo son los determinísticos (también llamados de caja blanca), los cuales se basan en una descripción integral de todos los procesos físicos ocurridos dentro del expansor. Estos modelos requieren de un gran esfuerzo computacional y una mayor cantidad de parámetros (tales como la geometría de las espirales, propiedades térmicas de los materiales, etc), donde unos pocos de ellos pueden ser ajustados.

Morishita et al. [83] fueron de los primeros autores en proponer una expresión matemática de la geometría de las espirales de un compresor, con la finalidad de determinar la evolución del volumen de las cámaras en función de su ángulo de giro. Utilizando el modelo de la geometría de las espirales y un proceso de expansión politrópica, los autores calcularon la potencia mecánica de compresión.

Años más tarde, Caillat et al. [84] desarrollaron un modelo determinístico para un compresor *scroll*, donde además de tener en cuenta la evolución de los volúmenes de las cámaras en función de su ángulo de giro, también tuvieron en cuenta nuevos conceptos tales como: fugas internas, pérdidas mecánicas y los procesos de transferencia de calor entre las partes internas y el ambiente.

Posteriormente, Cheng et al. [85] desarrollaron un modelo determinístico para calcular las prestaciones de un compresor *scroll*. En este modelo, estos autores consideraron un nuevo término de pérdidas de presión en la descarga del compresor. Más adelante, Yanagisawa et al. [62] desarrollaron un modelo determinístico utilizando el modelo propuesto por Cheng et al. [85] específico para un expansor *scroll* sin lubricante en el que se describe la evolución de la presión y temperatura del fluido en función del ángulo de giro del expansor. Mediante datos experimentales, este modelo fue validado midiendo la evolución de la presión y temperatura del fluido en el expansor.

Lemort et al. [44] propusieron un modelo determinístico que predecía el comportamiento de dos expansores tipo *scroll*. El modelo desarrollado tenía en cuenta la geometría de las espirales, fugas internas, pérdidas de presión a la aspiración y la transferencia de calor con el ambiente. Este modelo fue validado experimentalmente mediante el ensayo de los dos expansores *scroll*, obteniéndose desviaciones máximas del  $\pm 4$  % para el caudal másico de refrigerante, del  $\pm 7.2$  % para la potencia mecánica y de  $\pm 4$  K para la temperatura del fluido a la salida del expansor. Además concluyó que este tipo de modelos son utilizados principalmente como una herramienta para diseñar y optimizar los expansores *scroll*.

Debido a la robustez, fiabilidad y simplicidad de los modelos semiempíricos, en este trabajo se ha propuesto modelizar de forma semiempírica el expansor *scroll* caracterizado, ya que se dispone de información experimental del expansor y se tiene interés en extender la aplicación del modelo a otros expansores de la misma gama y mayor capacidad.

## **4.2. Modelo semiempírico utilizado**

El modelo propuesto en esta investigación (Figura 4-2a) se adaptó a partir del modelo propuesto por Lemort et al. [59] para expansores *scroll*, el cual se basa en calcular las

prestaciones del expansor *scroll* (potencia mecánica  $\dot{W}_{net}$ , caudal másico requerido  $\dot{m}_{ent}$  y la temperatura del fluido a la salida del expansor  $T_{sal}$ ) a partir de sus variables de funcionamiento (presión  $P_{ent}$  y temperatura de entrada  $T_{ent}$ , frecuencia de giro  $N_{exp}$ , y relación de presiones  $R_p$ ). Este modelo requiere cuatro parámetros cuyos valores pueden obtenerse directamente de la información provista por el fabricante tal como el volumen de la cámara de aspiración en modo compresor  $V_{celda,cp}$ , por medida directa de la geometría de los espirales, como la relación volumétrica, o determinados experimentalmente como las pérdidas mecánicas,  $\dot{W}_{perd}$  o de las medidas realizadas como con el área de fuga,  $A_{fuga}$ .

Adicionalmente en este estudio, el modelo ha sido simplificado ya que no se tiene en cuenta la influencia de las pérdidas de presión en la aspiración del expansor ni la transferencia de calor con el ambiente, esto último debido a que el expansor se encontraba aislado térmicamente, tenía poca área de transferencia de calor (aprox.  $0.16 \text{ m}^2$ ) y operaba con bajos diferenciales de temperatura respecto al ambiente.

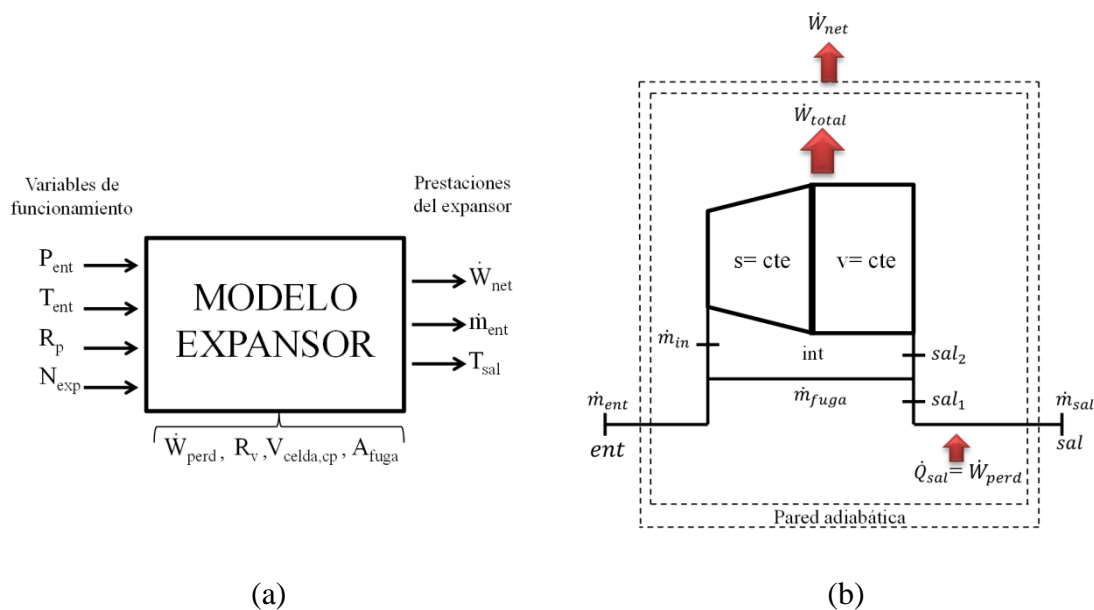


Figura 4-2. (a) Información del modelo y (b) esquema conceptual del modelo semiempírico.

Con la finalidad de simplificar aún más el modelo semiempírico, se propusieron las siguientes hipótesis:

La influencia de la lubricación en el balance de masa y energía del expansor se considera despreciable, esto se debe a que el lubricante que entra al expansor no realiza trabajo alguno de expansión, además de tener poca influencia en el balance de



energía, ya que el caudal másico de lubricante que entra al expansor (en torno a un 2%, de la masa total) es demasiado pequeño en comparación al caudal másico total que entra al expansor. Adicionalmente, la temperatura del lubricante a la entrada y salida del expansor puede no llegar a estar en equilibrio térmico con la temperatura del fluido en estos puntos.

El esquema conceptual del funcionamiento del expansor scroll (Figura 4-2b) se basa en que el fluido que entra al expansor ( $\dot{m}_{ent}$ ) se divide en dos corrientes: una corriente encargada de producir la potencia mecánica ( $\dot{m}_{in}$ ) y otra correspondiente a la que se fuga a través de las holguras de los espirales ( $\dot{m}_{fuga}$ ).

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{fuga} \quad (4-1)$$

La corriente que realiza trabajo de expansión es calculada a través del volumen geométrico de la cámara de aspiración del expansor, la frecuencia de giro y la densidad del fluido a la entrada del expansor (la cual se calcula a partir de la presión y temperatura del fluido) mediante la expresión:

$$\dot{m}_{in} = N_{exp} \cdot V_{celda,ent} \cdot \rho_{ent} \quad (4-2)$$

La potencia mecánica total producida por la expansión del fluido desde la presión de entrada hasta la presión de salida, corresponde a la sumatoria de dos procesos de expansión (uno isentrópico y otro isocórico). El primero se realiza desde el volumen de la cámara de aspiración ( $V_{celda,ent}$ ) hasta el volumen de la cámara de descarga ( $V_{celda,cp}$ ). Debido a que la expansión del fluido se considera isentrópica se obtiene una presión intermedia (*int*) correspondiente a la presión en la cámara de descarga del expansor ( $P_{int}$ ).

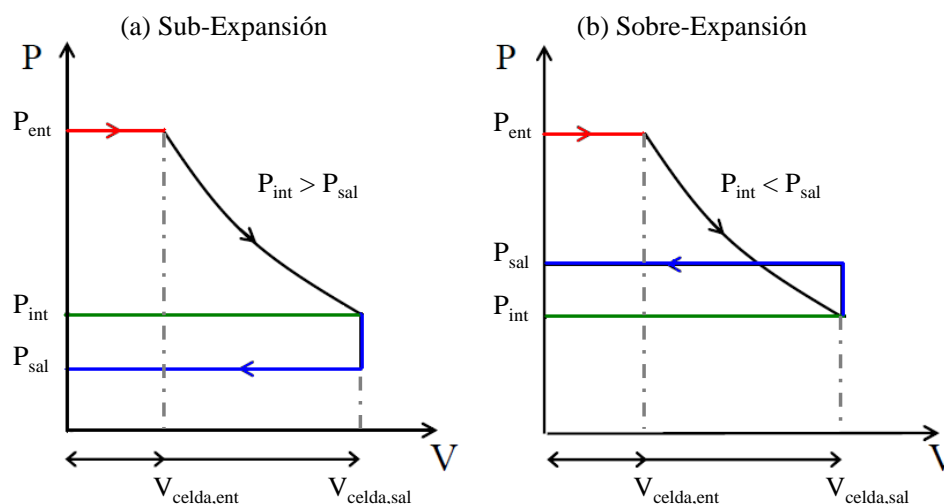


Figura 4-3. Fenómeno de la (a) sub-expansión y la (b) sobre-expansión.

Esta presión puede no coincidir con la presión real del fluido a la salida del expansor, por lo que da lugar a un segundo proceso de expansión, adiabático e isocórico (volumen constante) desde la presión intermedia ( $P_{int}$ ) hasta la presión real a la salida del expansor ( $P_{sal}$ ). Estos procesos de expansión son mostrados en la Figura 4-3 y son denominados en [59] como de subexpansión o de sobreexpansión. El primero ocurre cuando la presión intermedia en la cámara de descarga es mayor que la presión real a la salida del expansor y el fenómeno de la sobreexpansión ocurre cuando la presión de salida del expansor es mayor que la presión intermedia.

Estos dos procesos de expansión dan lugar a la producción total de potencia mecánica que se calcula mediante la siguiente expresión:

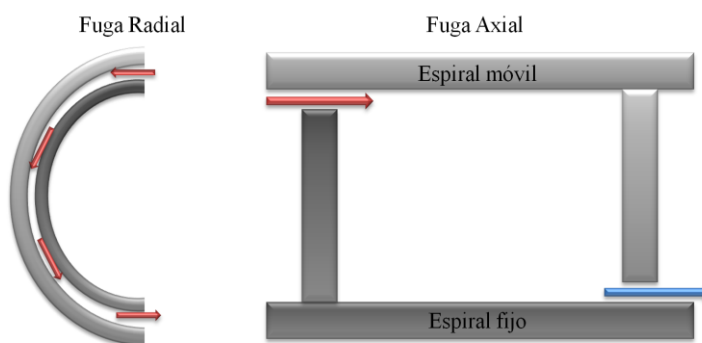
$$\dot{W}_{total} = \dot{m}_{in} [(h_{ent} - h_{int}) + v_{int} (P_{int} - P_{sal})] \quad (4-3)$$

en donde,  $h_{ent}$  se determina a través de la presión y temperatura a la entrada del expansor, los estados (*int*) se calculan mediante la presión intermedia del fluido, dependiente de la relación volumétrica del expansor (Ec. 4-4) y la entropía del fluido que es la misma que la correspondiente a la entrada del expansor.

$$Rv = \frac{V_{celda,ent}}{V_{celda,cp}} = \frac{v_{ent}}{v_{int}} = \left( \frac{P_{int}}{P_{ent}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4-4)$$

Debido que las espirales nunca llegan a estar en contacto a la entrada del expansor surge una segunda corriente llamada de *fuga interna* las cuales se consideran como

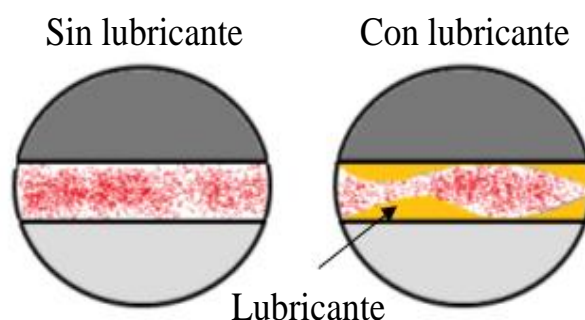
irreversibilidades del expansor, ya que se requiere de una mayor cantidad de fluido para llenar la cámara de aspiración del expansor.



**Figura 4-4. Fugas del fluido en el expansor.**

En la literatura estas fugas internas se clasifican en dos tipos: radiales y axiales. Las primeras se producen entre las holguras formadas en la periferia de los espirales y las segundas entre las holguras formadas entre la base y los espirales.

Diversos autores [31,59,64], han propuesto el uso de lubricantes con la finalidad de disminuir estas fugas, ya que el lubricante crea una película entre los espirales que reduce el tamaño de estas holguras (Figura 4-5), disminuyendo así el área global por donde se fuga el fluido.



**Figura 4-5. Efecto del lubricante en las holguras de los espirales.**

Sin embargo, la principal desventaja de utilizar lubricante es su incompatibilidad con las diferentes mezclas de trabajo en los ciclos que utilizan el principio de la absorción. No obstante los lubricantes sintéticos no son miscibles con el amoniaco, lo cual facilita su separación mediante un dispositivo de separación de aceite.

Para calcular el caudal másico  $m_{fuga}$  del fluido fugado a través de las holguras de los espirales se propone la hipótesis de que estas fugas se comportan como el paso de un

fluido a través de una tobera reversible e isentrópica (Figura 4-6) cumpliéndose las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_{fuga} = A_{fuga} \frac{C_{cuello}}{v_{cuello}} \quad (4-5)$$

$$h_{ent} = h_{cuello} + \frac{C_{cuello}^2}{2} \quad (4-6)$$

donde  $A_{fuga}$  corresponde a la sumatoria total del area por donde se fuga el fluido internamente entre las espirales,  $C_{cuello}$  y  $v_{cuello}$  corresponde a la velocidad y el volumen especifico del fluido en el cuello o garganta de la tobera.

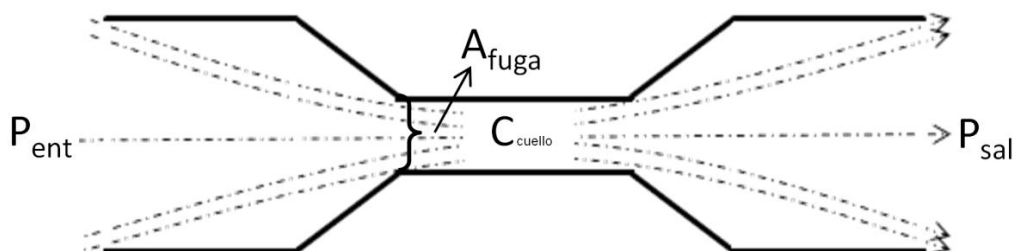


Figura 4-6. Esquema de la tobera convergente simple reversible e isentrópica.

A causa de las hipótesis planteadas anteriormente, la velocidad máxima que puede llegar a tener el fluido ( $C_{cuello}$ ) en el cuello o garganta de la tobera corresponde a la velocidad del sonido del fluido en las condiciones de operación a la entrada del expansor; esta condición únicamente se da cuando el expansor opera a relaciones de presiones mayores que la relación de presiones críticas del fluido.

$$\left( \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \geq \frac{P_{crit}}{P_{ent}} = \left( \frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right) \quad (4-7)$$

Pudiendo decir que la velocidad en el cuello de la tobera  $C_{cuello}$  corresponde a la velocidad del sonido a la presión crítica del fluido. Debido a esta hipótesis se puede calcular el caudal másico fugado mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{fuga} = \frac{A_{fuga}}{v_{crit}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{ent} \left[ \left( \frac{P_{crit}}{P_{ent}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_{crit}}{P_{ent}} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right]} \quad (4-8)$$

No obstante cuando el expansor opera a relaciones de presión inferiores a la relación de presiones crítica del fluido, se considera la presión en el cuello de la tobera como la correspondiente a la presión de salida del expansor.

$$\left( \frac{P_{sal}}{P_{ent}} < \frac{P_{crit}}{P_{ent}} = \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right) \quad (4-9)$$

Se calcula la velocidad del fluido en el cuello de la tobera para régimen sub-sónico.

$$\dot{m}_{fuga} = \frac{A_{fuga}}{v_{cuello}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{ent} \left[ \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} - \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma-1}} \right]} \quad (4-10)$$

donde el volumen específico del cuello de la tobera se calcula con la presión de salida y la entropía a la entrada del expansor.

Posteriormente, la corriente expandida ( $sal_2$ ) y la corriente fugada se mezclan adiabáticamente produciendo la corriente ( $sal_1$ ).

$$\dot{m}_{in} \cdot h_{sal2} + \dot{m}_{fuga} \cdot h_{ent} = \dot{m}_{ent} \cdot h_{sal1} \quad (4-11)$$

Esta nueva corriente que sale de los espirales del expansor entra en contacto con los rodamientos y partes móviles del expansor, las cuales son calentadas debido a que en estas partes se producen las pérdidas mecánicas. Este contacto hace que la corriente aumente su entalpia de forma que su valor a la salida resulta ser:

$$h_{sal} = h_{sal1} + \frac{\dot{W}_{perd}}{\dot{m}_{ent}} \quad (4-12)$$

### 4.3. Determinación de los parámetros del modelo

En este apartado se presenta la metodología desarrollada para obtener los parámetros del modelo semiempírico del expansor, obtenidos a partir de las características obtenidas del fabricante (volumen desplazado por revolución como compresor), medidos directamente (relación volumétrica del expansor) y obtenidos a partir de los resultados experimentales (pérdidas mecánicas y área de fuga).

#### 4.3.1. Pérdidas mecánicas

Mediante los ensayos obtenidos en la caracterización del expansor sin carga se correlacionó el par requerido por el expansor para girar a diferentes frecuencias de giro a través de una correlación lineal. Esta correlación obtenida por el método de mínimos cuadrados es válida para frecuencias de giro comprendidas entre  $25.6 < N_{\text{exp}} [\text{Hz}] < 51.3$  y se obtuvo con un coeficiente de correlación de 98%.

$$\tau_{\text{perd}} = -0.31 + 0.017 \cdot N_{\text{exp}} \quad (25.6 \text{ Hz} < N_{\text{exp}} < 51.3 \text{ Hz}) \quad (4-13)$$

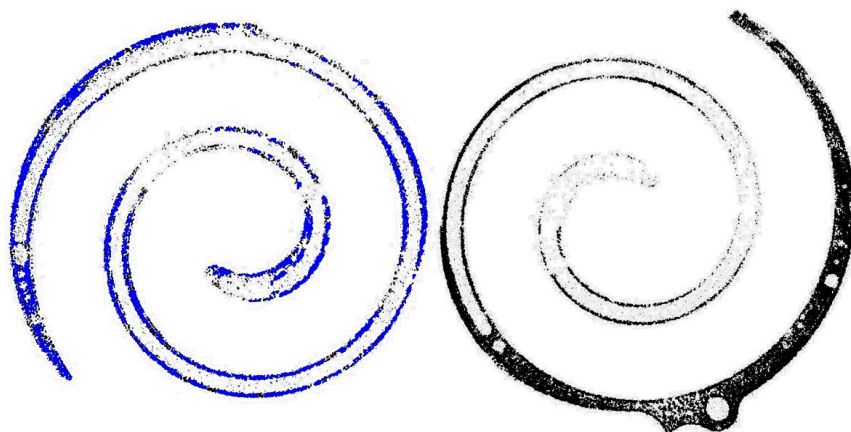
#### 4.3.2. Relación volumétrica

La relación volumétrica del expansor, es un parámetro geométrico que se obtiene a partir de los volúmenes de las cámaras de aspiración y descarga del expansor. Debido a que el fabricante del compresor solamente provee el volumen de la cámara de aspiración en modo compresor (correspondiente a la descarga como expansor), se requiere determinar el volumen geométrico de la cámara de aspiración, trabajando en modo expansor.

Diversos autores [44,86,87] han propuesto modelos matemáticos para determinar la geometría de las espirales y así calcular los volúmenes geométricos de estas cámaras (aspiración y descarga) del expansor. Sin embargo, estos modelos requieren de parámetros geométricos adicionales para reproducir la geometría de las espirales, además de no poder predecir los instantes donde se empieza a producir la expansión del fluido.

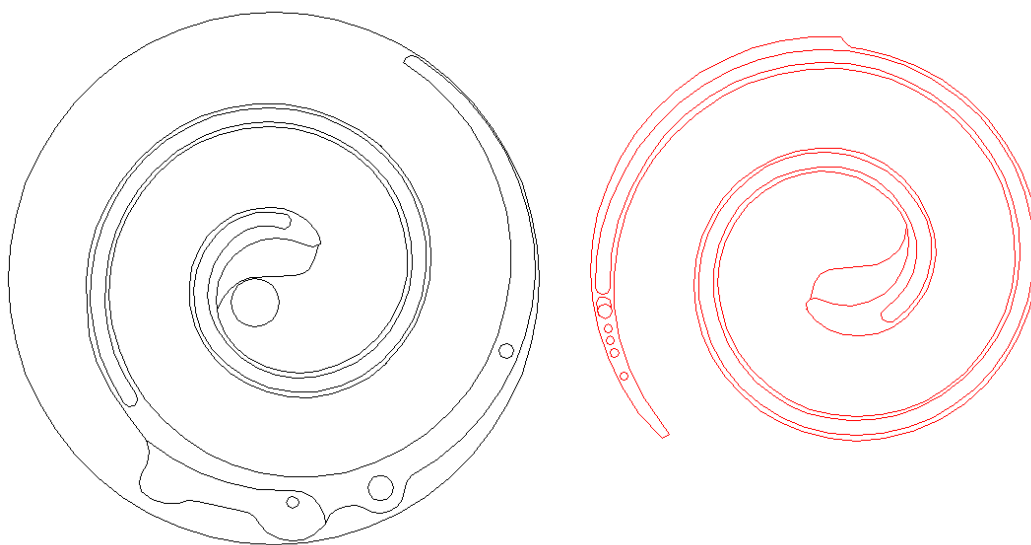
Yang et al. [49] determinaron la geometría de los espirales a partir de las medidas geométricas de las espirales utilizando equipos de coordenadas de tres ejes (XYZ), reproduciendo la geometría de las espirales mediante un software de diseño asistido

por computador. Sin embargo, en este trabajo se ha adoptado una metodología diferente que permite determinar la geometría de las espirales a través de su negativo, con la finalidad de digitalizarlos y así poder obtener su geometría.



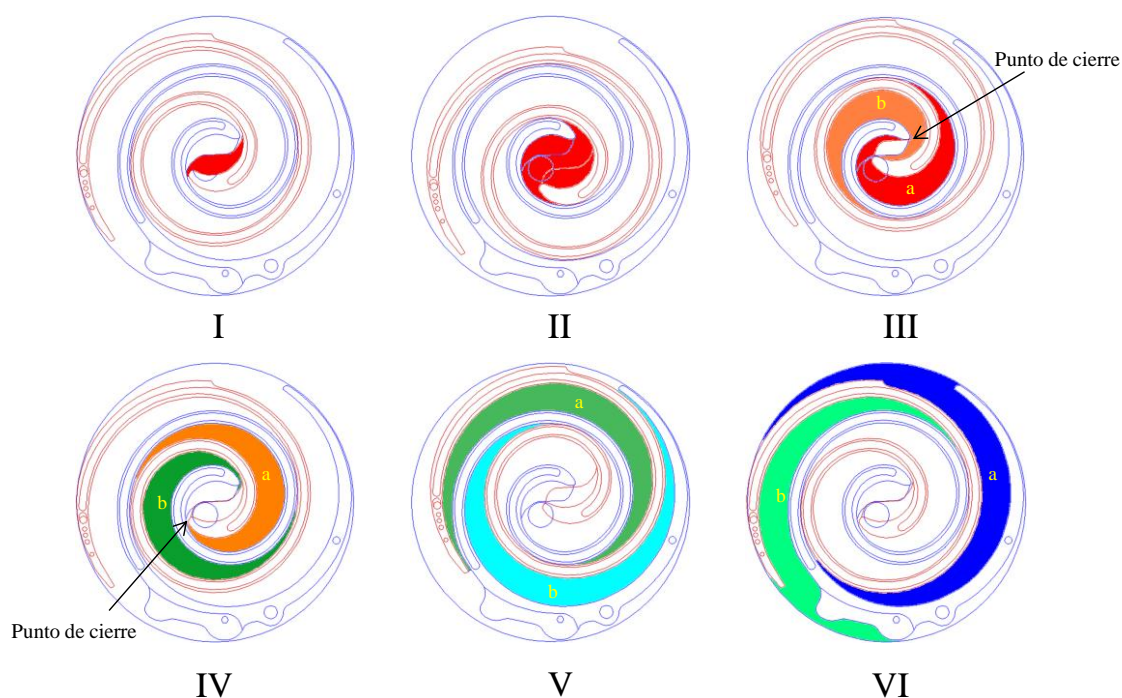
**Figura 4-7. Negativo de los espirales del expansor scroll.**

Los negativos de las espirales fueron obtenidos a través de la impregnación de las espirales (Figura 4-7) con tinta y posterior escaneado y digitalización (Figura 4-8), obteniéndose los planos de las espirales a una escala 1:1.



**Figura 4-8. Plano de los espirales del expansor *scroll* a escala 1:1.**

Posteriormente, se realizó un análisis del movimiento de las espirales (Figura 4-9) obteniéndose la trayectoria de estas y la determinación de los instantes en que se forman las cámaras de llenado, expansión y descarga en el expansor.



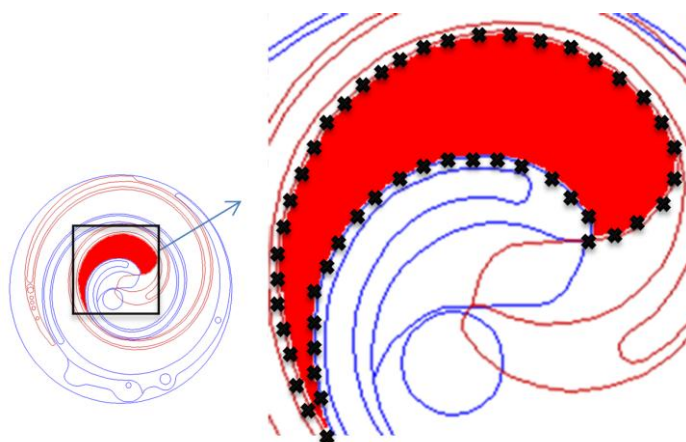
**Figura 4-9. Análisis de movimiento de los espirales.**

Los procesos realizados por el fluido desde que entra al expansor hasta que sale son los siguientes:

- El fluido entra al expansor a través del orificio de aspiración, alojado en la espiral fija del expansor (I).
- Luego empieza a expandirse desplazando la espiral móvil y así se forma el volumen de la cámara (II) de aspiración.
- En el instante III ocurre el primer punto de cierre entre las espirales, separándose la cámara inicial de aspiración en dos cámaras; una que empieza a expandirse independientemente b y otra a que todavía se encuentra vinculada al orificio de aspiración, continuando con el proceso de llenado.
- Posteriormente, en el instante IV ocurre el segundo punto de cierre del expansor, empezando a expandirse la segunda cámara del expansor (a) de forma independiente.
- Ambas cámaras continúan el proceso de expansión de forma paralela e independiente hasta el instante V que corresponde a la descarga.
- Finalmente el fluido es expulsado de las espirales (VI).



A través del análisis de movimiento, se determinó que el volumen de aspiración del expansor es la sumatoria de los volúmenes a y b en los instantes IV y III respectivamente.



**Figura 4-10. Medición del área seccional de las cámaras del expansor.**

Para el cálculo de los volúmenes de las cámaras del expansor se construyó un polígono sobre el contorno de cada cámara (Figura 4-10) y mediante el comando “área” de Autocad® se obtuvieron las áreas de las diferentes cámaras del expansor. Luego, utilizando la altura de los espirales de 3.07 cm obtenida por medida directa y validada con la altura propuesta por Wang et al. [87] se calcularon los volúmenes de las cámaras de aspiración y descarga del expansor (Tabla 4-1), obteniéndose una relación volumétrica del expansor correspondiente a 1.9.

**Tabla 4-1. Volúmenes de las cámaras del expansor.**

Cámara	A (cm <sup>2</sup> )	V (cm <sup>3</sup> )	Cámara	A (cm <sup>2</sup> )	V (cm <sup>3</sup> )
(IV) a	5.57	17.1	(V) a	9.08	27.87
(III) b	3.67	11.26	(V) b	8.53	26.18
Aspiración	9.24	28.37	Descarga	17.61	54.06

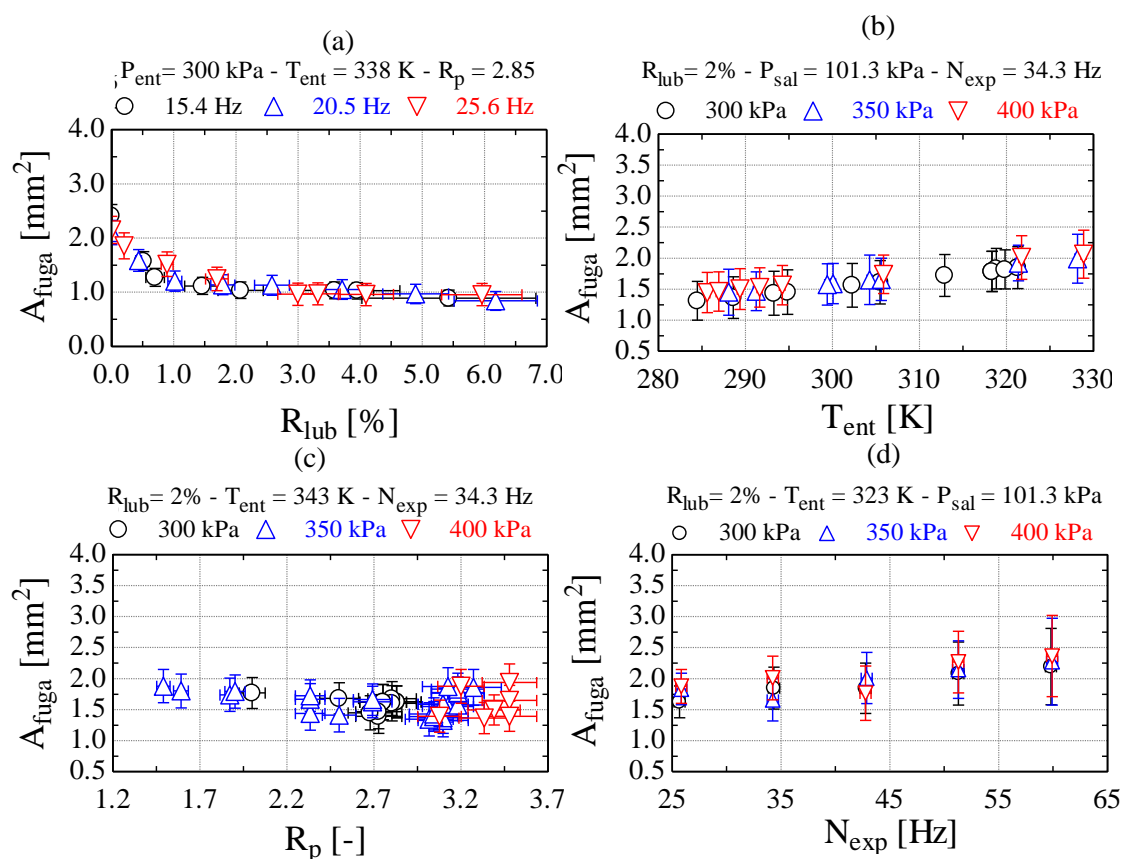
### 4.3.3. Área de fuga del expansor

El área de fuga del expansor es un parámetro cuyo valor se obtiene de los resultados experimentales y que corresponde a la suma de todas las áreas transversales de las holguras por donde se fuga el fluido durante el proceso de expansión. La determinación física de este parámetro se ve imposibilitada a causa de la presencia del lubricante en estas holguras, ya que este afecta directamente al tamaño de las holguras y al ser este un fenómeno aleatorio dificulta su determinación a través de un modelo

físico. Adicionalmente, las propiedades físicas del lubricante cambian en función de las condiciones de operación del expansor, tales como: temperatura, presión y velocidad. Estas últimas afectan directamente la viscosidad del lubricante disminuyendo o aumentando su capacidad para fijarse a las holguras de las espirales, la cual a su vez cambia el tamaño del área de fuga.

A partir de los ensayos realizados en la caracterización del expansor, se calculó el área de fuga del expansor en función de sus condiciones de operación (porcentaje de lubricación, temperatura de entrada, relación de presiones y frecuencia de giro) y se evaluó así su comportamiento en función de estas variables.

En la Figura 4-11, se representan los valores obtenidos del área de fuga en función del (a) porcentaje másico de lubricación, (b) temperatura de entrada, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con aire como fluido de trabajo.



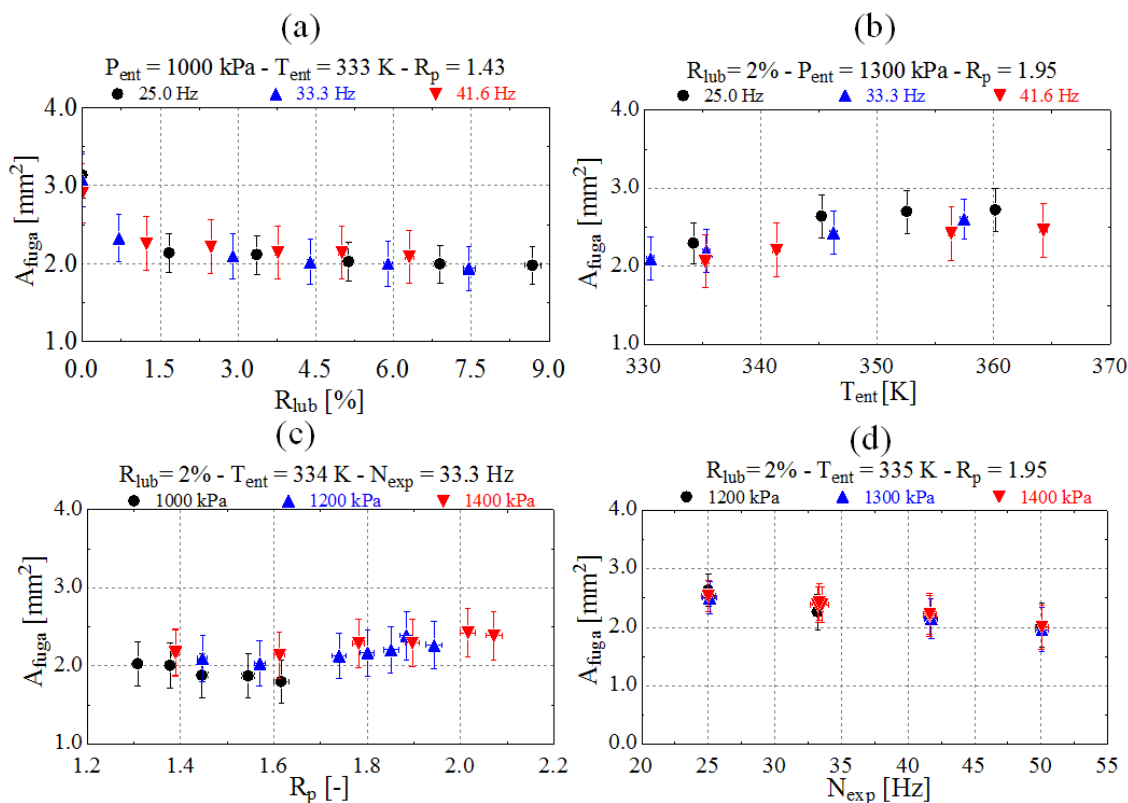
**Figura 4-11. Influencia en el área de fuga del expansor de la (a) lubricación, (b) temperatura a la entrada del expansor, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con aire.**

La lubricación es el parámetro que más efecto tiene en el área de fuga del expansor (Figura 4-11a) disminuyéndola desde  $2.5 \text{ mm}^2$  hasta  $0.95 \text{ mm}^2$ ; esta disminución del área de fuga se intensifica al aumentar la lubricación en el intervalo del 0 al 2% mientras que para porcentajes superiores al 2%, apenas se ve afectada. La temperatura del aire a la entrada del expansor (Figura 4-11b) aumenta ligeramente el área de fuga del expansor debido a la disminución producida en la viscosidad del lubricante.

La relación de presiones del expansor (Figura 4-11c) trabajando con aire no tiene gran influencia en el área de fuga del expansor, debido a que el valor de la relación de presiones es superior a la relación de presiones críticas del fluido, haciendo que la velocidad de fuga este en régimen sónico. Esto corrobora la hipótesis de que las fugas internas se comportan como el flujo en una tobera.

En los ensayos realizados con aire para la influencia de la frecuencia de giro en el área de fuga, el sistema de lubricación se encontraba justo en el límite de su capacidad de lubricación, lo cual hizo que no se pudiera garantizar que el porcentaje másico de lubricación fuese del 2%, esto ocasionó que la calidad de estos ensayos no fuese lo suficientemente buenas como para poder deducir el comportamiento de las prestaciones del expansor scroll (Figura 4-11d) frente a las variaciones de frecuencia.

En la Figura 4-12 se representan los valores obtenidos del área de fuga en función del (a) porcentaje másico de lubricación, (b) temperatura de entrada, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con amoníaco como fluido de trabajo. Al igual que en los ensayos con aire, la lubricación es el parámetro que más efecto tiene en el valor del área de fuga del expansor (Figura 4-12a). Los valores obtenidos van desde  $3.5 \text{ mm}^2$  hasta  $2.0 \text{ mm}^2$ . Al igual que con aire, la disminución del área de fuga del expansor se intensifica al aumentar el porcentaje de lubricación entre 0 y 2%, mientras que por encima del 2% el área de fuga apenas se ve afectada.



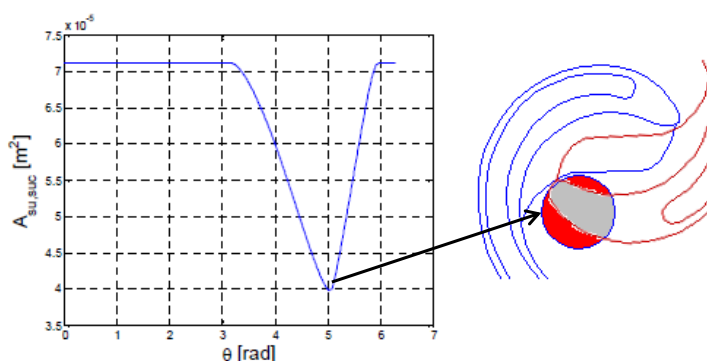
**Figura 4-12. Influencia de la (a) lubricación, (b) temperatura a la entrada del expansor, (c) relación de presiones y (d) frecuencia de giro del expansor trabajando con amoníaco.**

La temperatura del amoníaco a la entrada del expansor (Figura 4-12b) provoca aumentos ligeros del área de fuga del expansor por la disminución de viscosidad del lubricante y la disminución de su capacidad de fijarse a las espirales del expansor. Esta tendencia de aumento del área de fuga se observa para temperaturas de entrada del amoníaco entre 285 K hasta 365 K a una tasa de  $0.02 \text{ mm}^2/\text{K}$ .

Al igual que los ensayos con aire, la relación de presiones del expansor (Figura 4-12c) trabajando con amoníaco, apenas se ve afectada con el aumento de la relación de presiones, obteniéndose valores medios de áreas de fuga en torno a  $2 \text{ mm}^2$ .

Finalmente, se ha representado el área de fuga del expansor trabajando con amoníaco en función de la frecuencia de giro (Figura 4-12d), observándose una disminución del área de fuga del expansor a una tasa de  $0.2 \text{ mm}^2/\text{Hz}$ . La disminución del área de fuga con la frecuencia de giro esta ocasionada por las restricciones existentes entre el orificio de aspiración del expansor en cada revolución que da el expansor, ya que la espiral móvil cubre temporalmente el orificio de aspiración causando una restricción temporal del caudal que entra al expansor, disminuyendo a su vez el caudal fugado

por las holguras de los espirales. La frecuencia a la que ocurre este fenómeno aumenta con la frecuencia de giro del expansor, ya que a mayores frecuencias de apertura y cierre, aumenta el tiempo en que el orificio de entrada se encuentra restringido.



**Figura 4-13. Evolución del área del orificio de aspiración del expansor.**

El área de fuga es un parámetro dependiente de la cantidad de lubricante que entra al expansor y de las propiedades físicas del lubricante utilizado. Esto último se puede observar, cuando se aumenta la temperatura del fluido que entra al expansor, se disminuye el área de fuga de este, lo cual es ocasionado a que la viscosidad del lubricante es dependiente de la temperatura, esto hace que su capacidad para fluir entre las holguras de los espirales aumente.

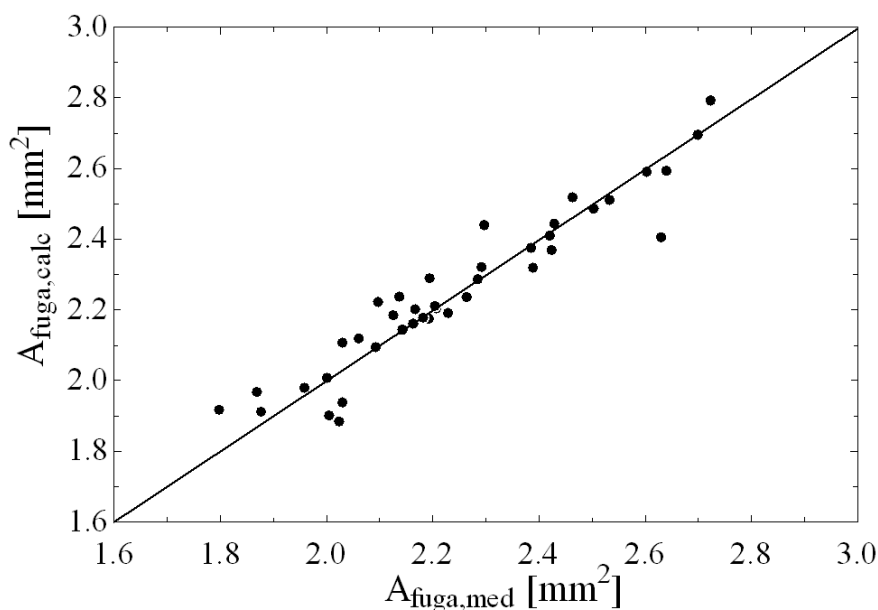
Debido a lo anterior se propone correlacionar el área de fuga (Ec. 4-15) del expansor en función de las condiciones de operación del expansor, tales como: presión (en kPa) y temperatura (en K) del fluido a la entrada del expansor, relación de presiones y frecuencia de giro (en Hz).

$$A_{\text{fuga}} = C_0 + C_1 P_{\text{ent}} + C_2 T_{\text{ent}} + C_3 R_p + C_4 N_{\text{exp}} \quad (4-14)$$

Los valores obtenidos para los parámetros de las correlaciones se muestran en la Tabla 4-2, siendo el coeficiente de correlación del ajuste por mínimos cuadrados realizado del 90% (Figura 4-14).

**Tabla 4-2. Parámetros requeridos por la correlación del área de fuga.**

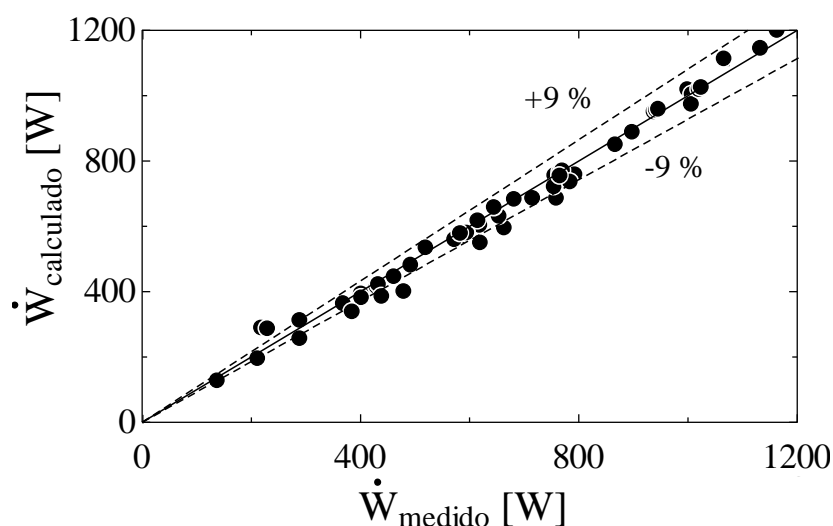
Fluido	C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>
Amoniaco	-3.4174	0.0007	0.0139	0.0204	0.3485



**Figura 4-14.** Comparación entre los valores del área de fuga calculados y obtenidos de los ensayos con amoniaco.

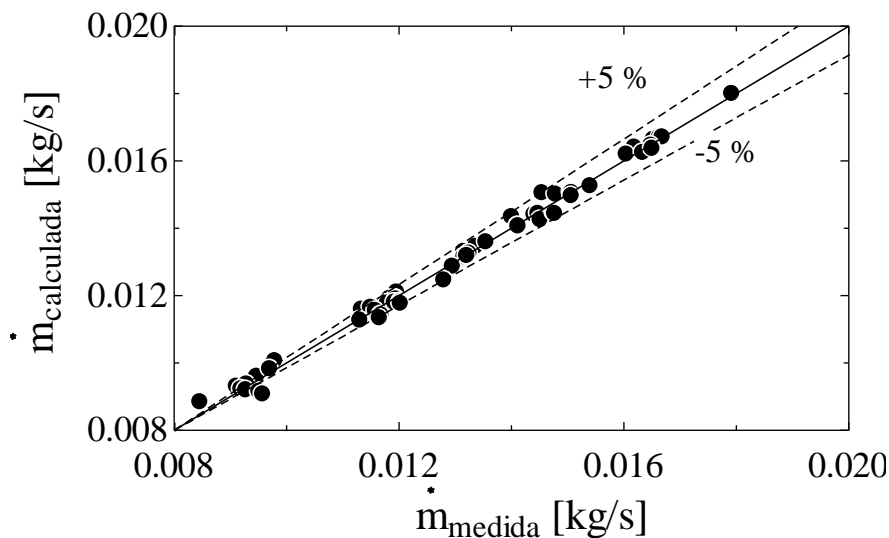
#### 4.4. Comparación y validación del modelo semiempírico

En este apartado se presenta la comparación entre los resultados calculados a partir del modelo semiempírico y los valores obtenidos experimentalmente del expansor con amoniaco. Para la validación del modelo se utilizaron los ensayos experimentales utilizando amoniaco del capítulo 3. Las variables a comparar son: potencia mecánica neta producida, caudal másico y temperatura de salida del fluido en el expansor.



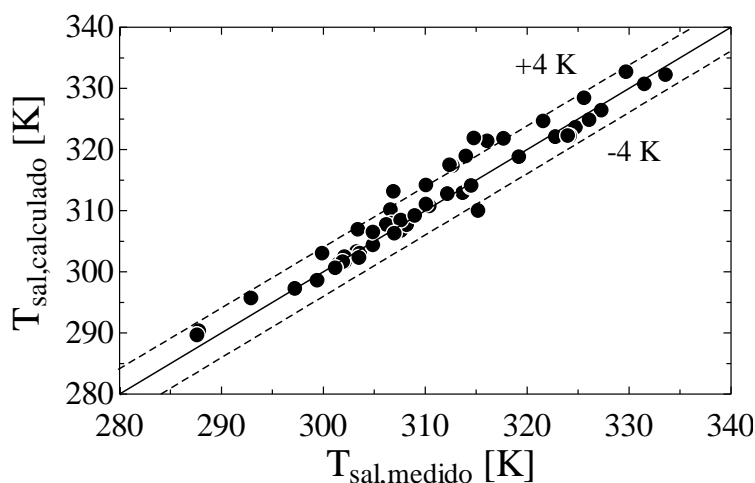
**Figura 4-15.** Comparación entre la potencia mecánica calculada mediante el modelo y los medidos experimentalmente.

En la Figura 4-15 se representa la comparación entre la potencia mecánica neta calculada (ejes abscisas) y la potencia mecánica obtenida (eje de las ordenadas) experimentalmente, observándose que dichos valores se encuentran comprendidos entre unas desviaciones máximas del  $\pm 9\%$ .



**Figura 4-16.** Comparación entre el caudal másico calculado mediante el modelo y el medido experimentalmente.

En la Figura 4-16 se presenta la comparación entre los valores del caudal másico calculado y determinado experimentalmente, siendo las desviaciones inferiores al  $\pm 5\%$ .



**Figura 4-17.** Comparación entre la temperatura de salida del expansor calculada y medida.

En la Figura 4-17, se presenta la comparación entre la temperatura de salida del expansor calculada mediante el modelo semiempírico y la temperatura de salida obtenida experimentalmente, siendo las desviaciones para la mayoría de los puntos inferiores a  $\pm 4$  K.

## 4.5. Aplicación del modelo semiempírico a otros expansores de la misma gama y de mayor capacidad

El expansor *scroll* caracterizado es el más pequeño de la gama TRSA de Sanden, el cual tiene un desplazamiento volumétrico relativamente bajo ( $53.9 \text{ cm}^3$ ) en comparación con los modelos de mayor desplazamiento volumétrico, tales como TRSA09 ( $85.7 \text{ cm}^3$ ) y TRSA012 ( $121.1 \text{ cm}^3$ ). La posibilidad de utilizar el modelo semiempírico con los parámetros obtenidos para el expansor TRSA05 con amoníaco, los expansores de mayor tamaño como el TRSA09 y el TRSA012 resulta de gran interés.

Para poder determinar las prestaciones de estos expansores TRSA09 y TRSA012 con el modelo semiempírico se requiere conocer los valores del desplazamiento volumétrico por revolución, las pérdidas mecánicas, la relación volumétrica y el área de fuga. La metodología utilizada para escalar estos parámetros se presenta a continuación para cada uno de ellos.

**Desplazamiento volumétrico por revolución.** Este parámetro proporcionado por el fabricante, adquiere un valor de  $85.7 \text{ cm}^3$  para el expansor TRSA09 y de  $121.1 \text{ cm}^3$  para el expansor TRSA012.

**Pérdidas mecánicas.** Para la determinación de las pérdidas mecánicas se ha adoptado el método propuesto por Lemort et al. [88], en que se supone que el par motor resistente  $\tau_{\text{perd}}$  del expansor es proporcional a la superficie de las áreas friccionales de las espirales y puede calcularse mediante la ecuación:

$$\tau_{\text{perd}} = \tau_{\text{perd,nom}} \left( \frac{r_o}{r_{o,\text{nom}}} \right)^2 \quad (4-15)$$

siendo  $\tau_{\text{perd,nom}}$  y  $r_{o,\text{nom}}$  los valores del par motor resistente y del radio de excentricidad del expansor que se toma como referencia ( en nuestro caso el TRSA05) y  $\tau_{\text{perd}}$   $r_o$  los valores correspondientes al expansor escalado ( TRSA09 o TRSA12).

La relación de los radios de excentricidad de los expansores puede expresarse en función de la relación de los volúmenes de las cámaras de aspiración de los expansores, según la expresión:

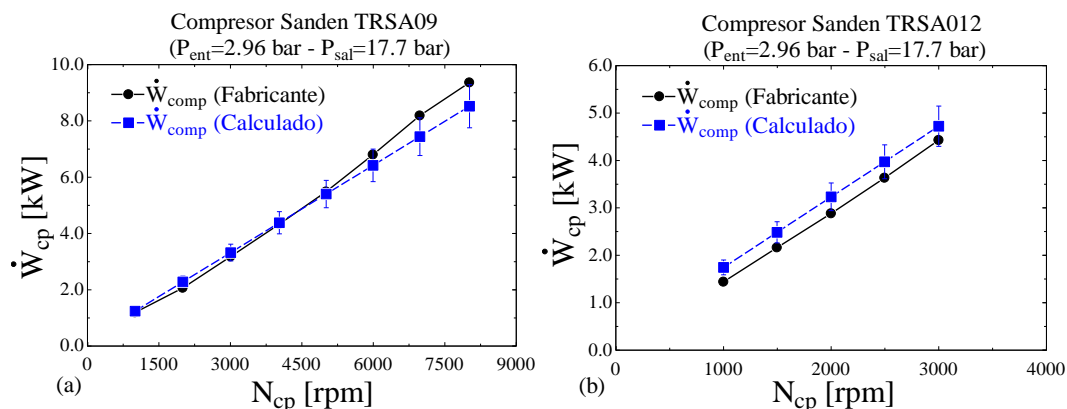


$$\frac{r_o}{r_{o,nom}} = \left( \frac{V_{celda}}{V_{celda,nom}} \right)^{1/3} \quad (4-16)$$

De esta forma, el par motor resistivo a utilizar para el cálculo de las pérdidas mecánicas del nuevo expansor puede expresarse en función de los volúmenes de las cámaras de aspiración de los expansores mediante la expresión:

$$\tau_{perd} = \tau_{perd,nom} \left( \frac{V_{celda}}{V_{celda,nom}} \right)^{2/3} \quad (4-17)$$

**Relación volumétrica.** Este parámetro se considera constante para los expansores de la misma gama y su valor en nuestro caso, corresponde a 1.9. Para comprobar la validez del valor asignado a este parámetro, se utilizó el modelo para compresores propuesto por Winandy et al. [82], el cual utiliza una expresión similar a la de la potencia mecánica producida por el expansor (Ec. 4-3) para determinar la potencia mecánica de compresión de dicho componente. Mediante dicha expresión se ha calculado la potencia mecánica requerida por los compresores TRSA 09 y TRSA 012 para comprimir una corriente de R-134a desde una presión de entrada de 2.96 bar hasta una presión de salida de 17.7 bar a diferentes frecuencias de giro desde 1500 rpm hasta 8000 rpm, comparándose los resultados obtenidos (Figura 4-18) con las valores proporcionadas por el fabricante en forma gráfica [89,90]. Adicionalmente para calcular la potencia mecánica en modo compresor se tuvo en cuenta el parámetro de las pérdidas mecánicas según la Ec. 4-17.



**Figura 4-18. Comparación entre la potencia mecánica calculada y provista por el fabricante como compresor para (a) TRSA09 y (b) TRSA012.**

De esta comparación puede observarse que utilizando la relación volumétrica de 1.9 existen pequeñas desviaciones para el compresor TRSA09, y que los valores calculados para el otro compresor TRSA012 son superiores en 300 W a los proporcionados por el fabricante.

**Área de fuga del expansor.** Este parámetro se puede expresar en función de la longitud y altura de fuga.

$$A_{\text{fuga}} = L_{\text{fuga}} \cdot \delta_{\text{fuga}} \quad (4-18)$$

Lemort et al. [88] propone escalar la longitud de la fuga proporcionalmente con la excentricidad de los espirales, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$L_{\text{fuga}} = L_{\text{fuga,nom}} \left( \frac{r_o}{r_{o,\text{nom}}} \right) \quad (4-19)$$

De acuerdo con Persson [91] el espacio de fuga  $\delta_{\text{fuga}}$  entre las espirales aumenta con la excentricidad con un exponente de 1/3, según la expresión:

$$A_{\text{fuga}} = L_{\text{fuga,nom}} \cdot \frac{r_o}{r_{o,\text{nom}}} \cdot \delta_{\text{fuga,nom}} \cdot \left( \frac{r_o}{r_{o,\text{nom}}} \right)^{1/3} \quad (4-20)$$

Y combinando las ecuaciones 4-16 y 4-20 se puede expresar el área de fuga en función de los volúmenes de las celdas de los expansores mediante la expresión:

$$A_{\text{fuga}} = A_{\text{fuga,nom}} \cdot \left( \frac{V_{\text{celda}}}{V_{\text{celda,nom}}} \right)^{4/9} \quad (4-21)$$

#### 4.6. Mapas de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012

En este apartado, mediante el modelo semiempírico y los parámetros obtenidos para los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012 se han calculado sus prestaciones a distintas presiones y temperaturas de entrada, relaciones de presión y frecuencias de giro, presentándose los resultados obtenidos en las siguientes secciones.

#### 4.6.1. Mapas de operación del TRSA05

En la Tabla 4-3 se presentan los mapas de operación del expansor Sanden TRSA05 cuando se varía la presión de entrada desde 10 bar hasta 30 bar, la relación de presión desde 1.3 hasta 4.0, una frecuencia de giro de 58.3 Hz y a diferentes temperaturas del fluido a la entrada del expansor de 100, 110 y 120 °C. Adicionalmente se ha resaltado mediante colores verde, amarillo y rojo, las zonas con mayores, medianos y bajos valores de (a) rendimiento isentrópico global y (b) potencia mecánica.

**Tabla 4-3. Mapas de operación del expansor TRSA05, (a) rendimiento isentrópico global, (b) potencia mecánica en función de la temperatura de entrada del amoniaco.**

		(a)										(b)										
		$n_{iso,global}$										$\dot{W}_{net}$ [kW]										
		Relación de presiones [-]										Relación de presiones [-]										
		1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4.0	
Presión de entrada [bar]	$T_{ent} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$	30	0.25	0.53	0.59	0.60	0.60	0.59	0.57	0.56	0.54	0.53	0.47	1.83	2.76	3.44	3.95	4.36	4.68	4.95	5.17	5.37
		26	0.24	0.54	0.60	0.61	0.61	0.60	0.58	0.57	0.56	0.54	0.38	1.56	2.36	2.95	3.40	3.75	4.03	4.26	4.46	4.62
		22	0.22	0.54	0.61	0.62	0.62	0.61	0.60	0.58	0.57	0.56	0.29	1.29	1.97	2.47	2.84	3.14	3.38	3.58	3.74	3.88
		18	0.20	0.54	0.62	0.63	0.63	0.62	0.61	0.59	0.58	0.57	0.20	1.02	1.58	1.98	2.29	2.54	2.73	2.89	3.03	3.14
		14	0.15	0.53	0.62	0.64	0.64	0.63	0.62	0.60	0.59	0.57	0.12	0.75	1.19	1.50	1.74	1.93	2.08	2.21	2.31	2.40
	10	0.06	0.50	0.60	0.63	0.63	0.63	0.61	0.60	0.59	0.58	0.03	0.49	0.80	1.02	1.19	1.33	1.44	1.53	1.60	1.67	
	$T_{ent} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$	30	0.25	0.52	0.58	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.52	0.47	1.83	2.76	3.43	3.95	4.35	4.68	4.95	5.17	5.36
		26	0.24	0.53	0.59	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.38	1.56	2.36	2.95	3.40	3.75	4.03	4.26	4.46	4.62
		22	0.22	0.53	0.60	0.61	0.61	0.60	0.58	0.57	0.56	0.54	0.29	1.29	1.97	2.47	2.84	3.14	3.38	3.58	3.74	3.88
		18	0.19	0.53	0.60	0.62	0.62	0.61	0.59	0.58	0.57	0.55	0.20	1.02	1.58	1.98	2.29	2.54	2.73	2.89	3.03	3.14
14		0.15	0.52	0.60	0.62	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.12	0.75	1.19	1.50	1.74	1.93	2.08	2.21	2.31	2.40	
10	0.06	0.49	0.59	0.61	0.62	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.03	0.49	0.80	1.02	1.19	1.33	1.44	1.53	1.60	1.67		
$T_{ent} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$	30	0.24	0.51	0.56	0.57	0.57	0.56	0.55	0.54	0.52	0.51	0.47	1.83	2.76	3.43	3.95	4.35	4.68	4.95	5.17	5.36	
	26	0.23	0.52	0.57	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.52	0.38	1.56	2.36	2.95	3.40	3.75	4.03	4.26	4.46	4.62	
	22	0.22	0.52	0.58	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.29	1.29	1.97	2.47	2.84	3.14	3.38	3.58	3.74	3.88	
	18	0.19	0.52	0.59	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.54	0.20	1.02	1.58	1.99	2.29	2.54	2.73	2.89	3.03	3.14	
	14	0.15	0.51	0.59	0.61	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.55	0.12	0.75	1.19	1.50	1.74	1.93	2.08	2.21	2.32	2.40	
10	0.06	0.48	0.57	0.60	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.55	0.03	0.49	0.80	1.02	1.20	1.33	1.44	1.53	1.60	1.67		

En la anterior tabla se observa que al aumentar la temperatura de entrada del fluido se reduce el rendimiento isentrópico global del expansor, disminuyendo en promedio una unidad porcentual por cada 10 °C de aumento de la temperatura, sin que este aumento influya en la producción de potencia mecánica del expansor. En dicho mapa puede observarse que con este expansor puede producirse potencias mecánicas de hasta 5.4 kW con un rendimiento isentrópico global del 50% cuando el expansor opera a una presión y temperatura de entrada de 30 bar y 100 °C, una relación de presiones de 4.0 y una frecuencia de giro de 58.3 Hz.

En Tabla 4-4, se presentan los mapas de operación del expansor TRSA05 cuando se varia su presión de entrada desde 10 bar hasta 30 bar, relaciones de presión desde 1.3 hasta 4.0, temperatura del fluido a la entrada del expansor de 120 °C y diferentes frecuencias de giro (33.3, 58.3 y 83.3 Hz). Al igual que en la anterior tabla se ha

resaltado mediante color verde, amarillo y rojo, las zonas de mayores, medios y bajos valores de (a) rendimiento isentrópico global y (b) potencia mecánica del expansor.

**Tabla 4-4. Mapas de operación del expansor TRSA05, (a) rendimiento isentrópico global, (b) potencia mecánica en función de la frecuencia de giro del expansor.**

		(a)										(b)										
		$\eta_{iso,global}$										$\dot{W}_{net}$ [kW]										
		Relación de presiones [-]										Relación de presiones [-]										
		1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4	
Presión de entrada [bar]	$N_{exp} = 33.3$ Hz	30	0.21	0.39	0.42	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.32	1.10	1.63	2.02	2.31	2.54	2.73	2.88	3.01	3.12
	26	0.22	0.40	0.44	0.44	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.27	0.94	1.41	1.74	2.00	2.20	2.36	2.49	2.60	2.70	
	22	0.22	0.41	0.45	0.45	0.45	0.44	0.43	0.41	0.40	0.39	0.22	0.79	1.18	1.46	1.68	1.85	1.99	2.10	2.19	2.27	
	18	0.21	0.42	0.46	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.42	0.41	0.17	0.64	0.96	1.19	1.37	1.50	1.62	1.71	1.78	1.85	
	14	0.20	0.43	0.48	0.48	0.48	0.47	0.45	0.44	0.43	0.42	0.12	0.48	0.73	0.91	1.05	1.16	1.25	1.32	1.38	1.43	
	10	0.18	0.44	0.49	0.50	0.49	0.48	0.47	0.45	0.44	0.43	0.07	0.33	0.51	0.64	0.74	0.81	0.88	0.93	0.97	1.01	
$N_{exp} = 58.3$ Hz	30	0.24	0.51	0.56	0.57	0.57	0.56	0.55	0.54	0.52	0.51	0.47	1.83	2.76	3.43	3.95	4.35	4.68	4.95	5.17	5.36	
	26	0.23	0.52	0.57	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.52	0.38	1.56	2.36	2.95	3.40	3.75	4.03	4.26	4.46	4.62	
	22	0.22	0.52	0.58	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.55	0.53	0.29	1.29	1.97	2.47	2.84	3.14	3.38	3.58	3.74	3.88	
	18	0.19	0.52	0.59	0.61	0.60	0.59	0.58	0.57	0.56	0.54	0.20	1.02	1.58	1.99	2.29	2.54	2.73	2.89	3.03	3.14	
	14	0.15	0.51	0.59	0.61	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.55	0.12	0.75	1.19	1.50	1.74	1.93	2.08	2.21	2.32	2.40	
	10	0.06	0.48	0.57	0.60	0.61	0.60	0.59	0.58	0.56	0.55	0.03	0.49	0.80	1.02	1.20	1.33	1.44	1.53	1.60	1.67	
$N_{exp} = 83.3$ Hz	30	0.26	0.59	0.66	0.67	0.67	0.66	0.65	0.63	0.62	0.61	0.61	2.55	3.88	4.85	5.59	6.16	6.63	7.01	7.33	7.61	
	26	0.24	0.59	0.66	0.68	0.68	0.67	0.66	0.64	0.63	0.62	0.48	2.17	3.32	4.16	4.80	5.30	5.70	6.03	6.31	6.55	
	22	0.22	0.59	0.67	0.69	0.69	0.68	0.67	0.65	0.64	0.63	0.36	1.79	2.76	3.47	4.01	4.43	4.77	5.06	5.29	5.49	
	18	0.18	0.58	0.67	0.69	0.69	0.69	0.67	0.66	0.65	0.63	0.24	1.40	2.20	2.78	3.22	3.57	3.85	4.08	4.27	4.44	
	14	0.11	0.56	0.66	0.69	0.69	0.69	0.68	0.66	0.65	0.64	0.11	1.02	1.64	2.09	2.44	2.71	2.92	3.10	3.25	3.38	
	10	0.00	0.51	0.63	0.67	0.68	0.67	0.67	0.65	0.64	0.63	0.00	0.64	1.09	1.41	1.65	1.85	2.00	2.13	2.24	2.33	

En la anterior tabla se observa el aumento de la frecuencia de giro es beneficioso para el rendimiento isentrópico global y la producción de potencia mecánica del expansor. Encontrándose que a las máximas frecuencias de giro (de 83.3 Hz), una presión de entrada de 30 bar y una relación de presiones de 4.0, el expansor TRSA05 produce la máxima potencia mecánica, correspondiente a 7.6 kW con un rendimiento isentrópico global del 61%. El expansor *scroll* puede llegar a trabajar hasta frecuencias de giro de 200 Hz, no obstante en este trabajo se ha propuesto como límite operacional una frecuencia de giro máxima de 83.3 Hz.

#### 4.6.2. Mapas de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012

En la Tabla 4-5, se presentan los mapas de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012 para diferentes presiones de entrada (desde 10 bar hasta 30 bar), relaciones de presión (desde 1.3 hasta 4.0), una temperatura del fluido a la entrada del expansor de 120 °C y una frecuencia de giro de 83.3 Hz. Adicionalmente se ha resaltado mediante colores verde, amarillo y rojo, las zonas de mayores, medios y bajos valores de (a) rendimiento isentrópico global y (b) de potencia mecánica de los diferentes expansores.

**Tabla 4-5. Mapa de operación de los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012, (a) rendimiento isentrópico global y (b) potencia mecánica.**

		(a)									(b)											
		$n_{iso,global}$									$\dot{W}_{net}$ [kW]											
		Relación de presiones [-]									Relación de presiones [-]											
		1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4	
Presión de entrada [bar]	TRSA05 (53.9 cm <sup>3</sup> /rev)	30	0.26	0.59	0.66	0.67	0.67	0.66	0.65	0.63	0.62	0.61	0.61	2.55	3.88	4.85	5.59	6.16	6.63	7.01	7.33	7.61
		26	0.24	0.59	0.66	0.68	0.68	0.67	0.66	0.64	0.63	0.62	0.48	2.17	3.32	4.16	4.80	5.30	5.70	6.03	6.31	6.55
		22	0.22	0.59	0.67	0.69	0.69	0.68	0.67	0.65	0.64	0.63	0.36	1.79	2.76	3.47	4.01	4.43	4.77	5.06	5.29	5.49
		18	0.18	0.58	0.67	0.69	0.69	0.69	0.67	0.66	0.65	0.63	0.24	1.40	2.20	2.78	3.22	3.57	3.85	4.08	4.27	4.44
		14	0.11	0.56	0.66	0.69	0.69	0.69	0.68	0.66	0.65	0.64	0.11	1.02	1.64	2.09	2.44	2.71	2.92	3.10	3.25	3.38
		10	0.00	0.51	0.63	0.67	0.68	0.67	0.67	0.65	0.64	0.63	0.00	0.64	1.09	1.41	1.65	1.85	2.00	2.13	2.24	2.33
TRSA09 (85.7 cm <sup>3</sup> /rev)	30	0.32	0.66	0.73	0.74	0.74	0.73	0.72	0.70	0.69	0.67	1.15	4.24	6.36	7.89	9.06	9.98	10.72	11.33	11.84	12.28	
	26	0.31	0.66	0.74	0.75	0.75	0.74	0.73	0.71	0.70	0.68	0.95	3.63	5.46	6.80	7.81	8.60	9.25	9.77	10.22	10.59	
	22	0.30	0.67	0.74	0.76	0.76	0.75	0.73	0.72	0.71	0.69	0.75	3.02	4.57	5.70	6.56	7.23	7.77	8.22	8.59	8.91	
	18	0.28	0.66	0.75	0.77	0.77	0.76	0.74	0.73	0.71	0.70	0.56	2.41	3.68	4.60	5.30	5.86	6.30	6.67	6.97	7.23	
	14	0.24	0.65	0.75	0.77	0.77	0.76	0.75	0.73	0.72	0.71	0.36	1.81	2.79	3.51	4.06	4.48	4.83	5.11	5.35	5.56	
	10	0.16	0.62	0.73	0.76	0.76	0.76	0.75	0.73	0.72	0.71	0.17	1.20	1.91	2.42	2.81	3.11	3.36	3.56	3.73	3.88	
TRSA12 (121.1 cm <sup>3</sup> /rev)	30	0.36	0.70	0.78	0.79	0.78	0.77	0.76	0.74	0.73	0.72	1.75	6.12	9.11	11.28	12.93	14.23	15.28	16.14	16.86	17.47	
	26	0.36	0.71	0.78	0.80	0.79	0.78	0.77	0.75	0.74	0.72	1.47	5.26	7.85	9.73	11.16	12.28	13.19	13.94	14.56	15.10	
	22	0.35	0.71	0.79	0.81	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	1.19	4.39	6.58	8.18	9.39	10.34	11.11	11.74	12.27	12.72	
	18	0.33	0.71	0.80	0.81	0.81	0.80	0.79	0.77	0.76	0.74	0.91	3.53	5.33	6.63	7.62	8.40	9.03	9.54	9.98	10.35	
	14	0.30	0.71	0.80	0.82	0.82	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.64	2.68	4.07	5.09	5.86	6.46	6.95	7.35	7.69	7.98	
	10	0.25	0.69	0.79	0.81	0.81	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.37	1.82	2.82	3.54	4.09	4.53	4.87	5.16	5.40	5.61	

A partir de la anterior tabla se observa que a medida que aumenta el tamaño del expansor se tienen mejoras en el rendimiento isentrópico global del expansor, lo cual es causado a que el área de fuga y las pérdidas mecánicas no aumentan proporcionalmente con el tamaño del expansor, teniendo una relación entre el área de fuga y el tamaño del expansor más pequeñas a medida que aumenta el tamaño del expansor. Además el aumentar el tamaño del expansor, aumenta la cantidad másica de amoníaco a expandir y consecuentemente a esto la producción de potencia mecánica. La mayor producción de potencia mecánica se obtiene cuando se utiliza el expansor TRSA012 a una presión de entrada de 30 bar y una relación de presión de 4.0, obteniéndose una potencia mecánica de 17.5 kW y un rendimiento isentrópico global del 72%.

#### 4.7. Conclusiones

En este capítulo se ha revisado el estado del arte de los diferentes modelos matemáticos propuestos en la literatura para calcular las prestaciones de expansores tipo scroll, concluyendo que los modelos del tipo semiempírico son los más adecuados para este estudio, al disponerse de información experimental del comportamiento del expansor, lo cual permite determinar los parámetros requeridos como las pérdidas mecánicas y el área de fuga. Otro criterio de selección se debe a que estos modelos son relativamente sencillos, precisos y permiten determinar las prestaciones de otros expansores de la gama TRSA de Sanden.

Utilizando el modelo semiempírico propuesto para el expansor TRSA05 se han obtenido desviaciones entre los datos experimentales y los calculados de  $\pm 9$  % para la potencia mecánica,  $\pm 5$  % para el caudal másico de amoníaco a la entrada del expansor y  $\pm 4$  K para la temperatura del amoníaco a la salida del expansor.

El modelo semiempírico se aplicó a los expansores de mayor tamaño (TRSA09 y TRSA012) de la misma gama, calculando así sus mapas de operación cuando estos operan con una presión de entrada de 30 bar, relación de presiones de 4.0, frecuencia de giro de 83.3 Hz y una temperatura del fluido a la entrada del expansor de 120 °C, encontrándose que los expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012 pueden producir potencias mecánicas de hasta 7.6 kW, 12.3 kW y 17.5 kW, respectivamente



# Capítulo 5

## Integración del expansor en sistemas de absorción para producir energía mecánica y refrigeración

### 5.1. Introducción

Este capítulo trata sobre la integración del sistema de expansión en ciclos de absorción para producir energía mecánica y refrigeración. Como se vió en el estudio experimental realizado sobre el expansor *scroll* TRSA05 y de la aplicación del modelo a los expansores TRSA09 y TRSA012, la principal limitación en el funcionamiento de estos componentes son: las relaciones de presión a las que operan que están comprendidas entre 2 y 5. Fuera de intervalo de relaciones de presión, las prestaciones de estos expansores *scroll* se ven penalizadas en cuanto a su rendimiento isentrópico global. Una alternativa para operar a mayores relaciones de presión, es asociar diferentes expansores ya sea en serie o en serie-paralelo.



En la Figura 5-1, se presenta la configuración de expansores en serie, en donde una corriente de vapor de amoniaco a unos valores determinados de presión  $P_1$  y volumen específico  $v_1$ , se expande a través de una primera etapa de expansión en el expansor 1 hasta un nivel de presión  $P_2$  inferior.

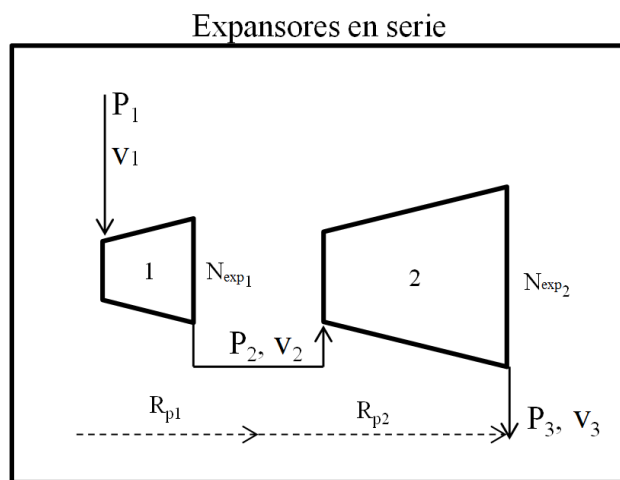


Figura 5-1. Configuración en serie de dos expansores scroll.

Como resultado de la expansión del fluido, el volumen específico  $v_2$  a la salida de la primera etapa de expansión aumenta ocasionando a su vez un aumento del caudal volumétrico que entra al segundo expansor, por lo que se requiere que este segundo expansor opere a mayor frecuencia de giro que el expansor de la primera etapa o bien que el volumen desplazado por revolución del segundo expansor sea mayor.

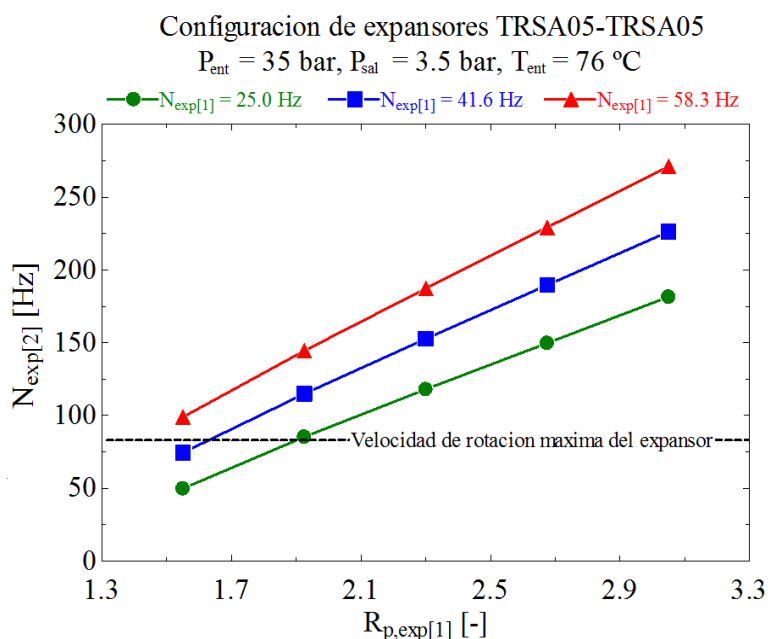


Figura 5-2. Influencia de la relación de presiones y frecuencia de giro del primer expansor en la frecuencia de giro del segundo expansor.

En la Figura 5-2 se puede apreciar cómo afectan la relación de presiones y la frecuencia de giro del primer expansor a la frecuencia de giro del segundo expansor, cuando se tienen dos expansores *scroll* Sanden TRSA05 asociados en serie. Esta asociación de expansores se encargará de expandir una corriente de amoníaco desde 35 hasta 3.5 bar a diferentes frecuencias de giro (25, 41.6 y 58.3 Hz) en el expansor de la primera etapa de expansión, observándose que para que el expansor de la segunda etapa pueda operar a frecuencias de giro inferiores a las frecuencias de giro máximas fijadas en el capítulo anterior (83.3 Hz), las condiciones de operación del primer expansor deben ser relativamente bajas, entre 25 y 41 Hz para relaciones de presión entre 1.5 y 1.9. El operar a bajas relaciones de presión y bajas frecuencias de giro penaliza las prestaciones del expansor y consecuentemente las prestaciones de la configuración de expansores. Es por ello, que para determinar las prestaciones de esta configuración de expansores se hace necesario conocer cuáles serían las relaciones de presión y la frecuencia de giro óptimas del primer expansor para que el segundo expansor no llegue a superar la frecuencia máxima de giro.

Debido que la configuración de expansores en serie viene limitada por la frecuencia de giro del expansor de la segunda etapa, se propone una segunda configuración (Figura 5-3) en la que se tiene un expansor en la primera etapa de expansión y dos expansores asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión.

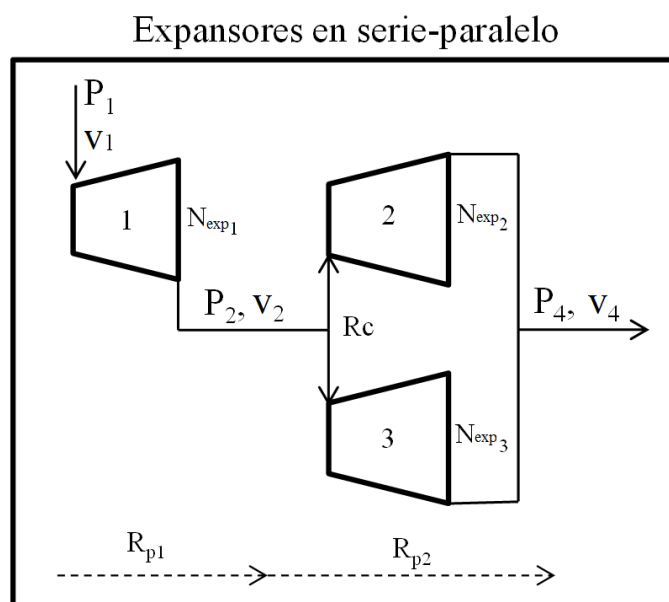


Figura 5-3. Configuración en serie-paralelo.

Utilizando esta segunda configuración se pueden llegar a obtener mayores frecuencias de giro en la primera etapa de expansión (lo cual mejora el rendimiento isentrópico global de este expansor), además de permitir aumentar la relación de expansión en la primera etapa de expansión. No obstante, la principal desventaja de este tipo de configuración se basa en el número de componentes que al ser mayor aumenta la complejidad.

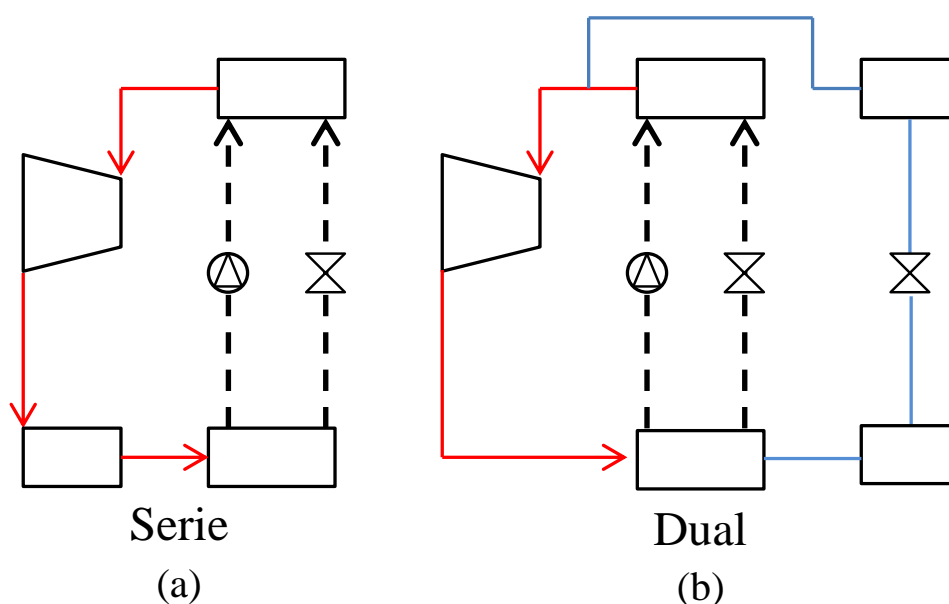
Las prestaciones de estas configuraciones son función de la presión intermedia ( $P_2$ ) y la frecuencia de giro del expansor de la primera etapa de expansión; en el caso que existiesen expansores de diferente tamaño en la segunda etapa de expansión se requiere conocer cuál sería la distribución del caudal a la salida del primer expansor ( $R_c$ ) que permite obtener la máxima frecuencia de giro posible en los tres expansores, ya que esto aumentaría el rendimiento volumétrico de los expansor y a su vez el rendimiento isentrópico global del sistema.

Debido a que existen diferentes tipos de asociaciones de expansores que pueden realizarse con estas unidades, se propone integrarlas en sistemas de absorción para producir energía mecánica y refrigeración, con la finalidad de encontrar la asociación adecuada para cada ciclo propuesto. Es por ello que a continuación se presentan los ciclos y la metodología a utilizar para determinar las prestaciones, indicadores de rendimiento y las diferentes asociaciones de expansores que se podrían considerar.

## **5.2. Ciclos de absorción para la producción de energía mecánica y refrigeración**

En el apartado 1.3, se encontró que existe una gran variedad de ciclos de absorción para producir energía mecánica y refrigeración y que se pueden clasificar en función de sus niveles de presión (simple, doble y triple efecto) o de la forma en que producen la energía mecánica y la refrigeración (serie o dual). Sin embargo, los expansores *scroll* de la gama TRSA de Sanden vienen limitados principalmente por la presión máxima de operación (35 bar), esto último limita su uso a ciclos de simple efecto.

En la Figura 5-4, se presentan dos posibles configuraciones en las que se pueden integrar el expansor *scroll*, siendo las principales diferencias de estas configuraciones la forma en como el vapor de amoníaco que sale del generador produce la energía útil del ciclo y el número de componentes del cual están compuestos.



**Figura 5-4. Esquema conceptual de las configuraciones propuestas en (a) serie y (b) paralelo.**

En el ciclo en serie de la Figura 5-4(a), la energía mecánica y refrigeración son producidas por la misma corriente de vapor de amoníaco mientras que en el ciclo dual de la Figura 5-4b, la corriente de vapor de amoníaco es dividida en dos corrientes una enviada que entra al expansor para producir energía mecánica y la otra que después de ser condensada produce la refrigeración en el evaporador.

Aunque las prestaciones de un ciclo termodinámico ideal son independientes del fluido de trabajo utilizado, en un ciclo real el fluido de trabajo influye directamente en sus prestaciones, diseño, número de componentes, condiciones y límites de operación del ciclo. Cuando se utilizan mezclas de refrigerantes-absorbentes con volatilidad relativa no muy elevada tales como amoníaco-agua ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) se requiere realizar un proceso de purificación del vapor de amoníaco que sale del generador, lo cual hace que el ciclo tenga más componentes y aumente su complejidad. Sin embargo el utilizar mezclas compuestas de absorbentes no volátiles, tales como Nitrato de litio ( $\text{LiNO}_3$ ), Tiocionato sódico ( $\text{NaSCN}$ ) permite evitar el proceso de purificación del amoníaco y además disminuye la temperatura requerida para la activación del ciclo.

Por ello se propone analizar el funcionamiento de los diferentes sistemas de expansión en sistemas de absorción para producir energía mecánica y la refrigeración en serie y en paralelo, utilizando diferentes mezclas de trabajo:  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$ , con el fin de comparar sus prestaciones y analizar la influencia de las diferentes variables en este tipo de sistemas.

### 5.2.1. Ciclo de absorción en serie para producir energía mecánica y refrigeración

Este tipo de ciclo se enfoca principalmente para la producción de energía mecánica y adicionalmente producir algo de refrigeración. Este ciclo se basa en que una corriente de vapor de amoniaco se expandirá desde la presión fijada en el generador hasta la presión del absorbedor. Como resultado a la expansión del vapor de amoniaco, la temperatura de esta corriente disminuye hasta temperaturas relativamente inferiores a las del ambiente, pudiéndose así, aprovechar el calor sensible de esta corriente para producir algo de refrigeración.

En la Figura 5-5, se muestran conceptualmente estos ciclos cuando trabajan con absorbentes (a) volátiles y (b) no-volátiles. La principal diferencia que tienen estos ciclos se basa en que cuando operan con absorbentes volátiles requieren un componente adicional (rectificador), el cual se encarga purificar el amoniaco que sale del generador.

Los componentes comunes utilizados en estos ciclos son: absorbedor (ABS), bomba de solución (SP), intercambiador de solución/solución (SHX), generador o desorbedor (DES), válvula de expansión (SEV), recalentador (SH), expansor (EXP) y enfriador (ENF).

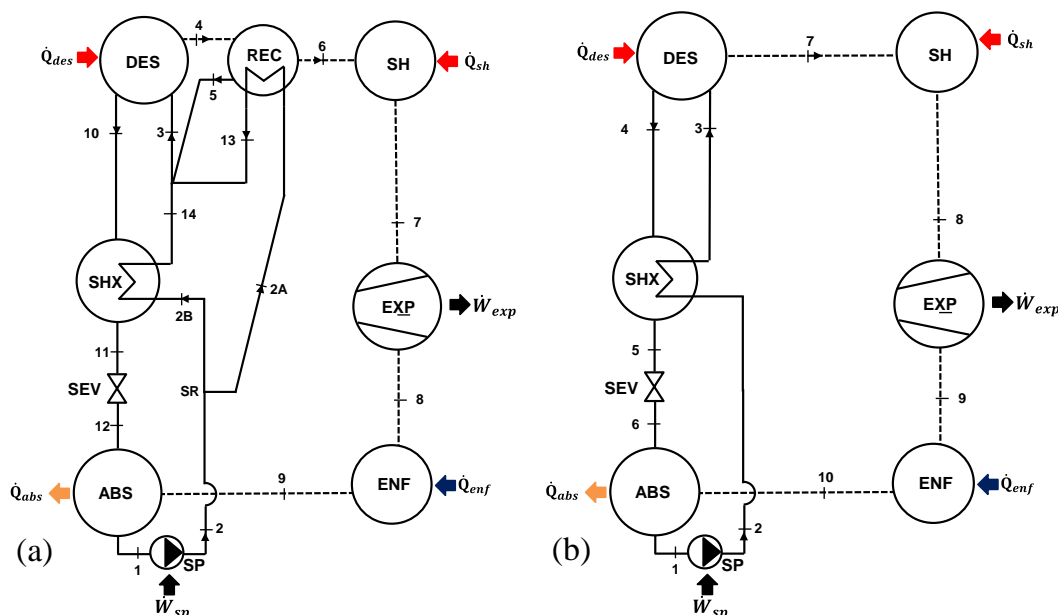


Figura 5-5. Esquema conceptual del ciclo en serie (a) con absorbentes volátiles y (b) con no-volátiles.

El principio de funcionamiento de estos ciclos (Figura 5-5) se presentan a continuación:

- En el ciclo mostrado en la Figura 5-5a, la solución en estado líquido proveniente del absorbedor (ABS) es bombeada por la bomba (SP) desde (1) a (2); luego la corriente (2) se divide en dos corrientes: una de ellas (2A) se hace pasar por el rectificador (REC) con la finalidad de recuperar calor del proceso de rectificación, mientras que la otra (2B) entra al intercambiador de solución/solución (SHX) para recuperar calor proveniente de la corriente de solución que retorna del generador a mayor temperatura. La corriente de solución que sale del intercambiador de solución (14), se mezcla adiabáticamente con la solución proveniente del rectificador (13) y la que viene del rectificador (5), produciendo la corriente que entra al generador (3). En el generador la solución se separa en una corriente de vapor de amoníaco (4) y una corriente de solución pobre en amoníaco (10) la cual retorna al absorbedor, esta corriente (5) se aprovecha para recalentar la corriente (2B). Mediante una válvula de regulación se controla el caudal de solución del ciclo. La corriente de vapor de amoníaco (4) contiene pequeñas cantidades de agua que son perjudiciales para el rendimiento del ciclo, esta corriente se rectifica (REC) con la finalidad de reducir el contenido de agua y obtenerse una corriente de amoníaco más puro (6); el agua retirada de la corriente de amoníaco en la rectificación retorna al generador. La corriente de vapor de amoníaco (6) se recalienta (7) y entra al expansor (EXP) donde produce la energía mecánica. El amoníaco después de haberse expandido saldrá a una relativa baja temperatura (7) y se aprovecha la diferencia de temperatura mediante un enfriador (ENF) para producir un enfriamiento útil. Finalmente la corriente de amoníaco (8) retorna al absorbedor donde es absorbida por la solución pobre en amoníaco.
- En el ciclo mostrado en la Figura 5-5b, la solución en estado líquido proveniente del absorbedor (ABS) es bombeada (SP) desde (1) a (2), luego la corriente (2) se hace pasar por el intercambiador solución/solución (SHX) donde recupera calor proveniente de la corriente de solución que retorna del generador a mayor temperatura. La corriente de solución que sale del intercambiador de solución (3) entra al generador, donde se separa en una

corriente de vapor de amoniaco (7) y una corriente de solución pobre en amoniaco (4) la cual retorna al absorbedor. Esta corriente (4) se aprovecha para recalentar la corriente (2). Mediante una válvula de regulación se controla el caudal de solución del ciclo. La corriente de vapor de amoniaco (7) se recalienta (8) y entra al expansor (EXP) donde produce la potencia mecánica. El amoniaco después de haberse expandido saldrá a una relativa baja temperatura (9) y se aprovecha la diferencia de temperatura mediante un enfriador (ENF). Finalmente la corriente de amoniaco (10) retorna al absorbedor donde es absorbida por la solución pobre en amoniaco.

### 5.2.2. Ciclo de absorción dual para producir energía mecánica y refrigeración

El ciclo dual, se basa en un ciclo de absorción de simple efecto el cual produce una corriente de vapor en el generador que es dividida en dos: una que produce energía mecánica en el expansor y la otra que para produce refrigeración en el evaporador. La principal ventaja de este tipo de ciclos es que pueden llegar a adaptarse de mejor forma a la potencia mecánica y refrigeración requeridos, pudiendo producir, ya sea sólo potencia, sólo refrigeración, o ambas en las proporciones deseadas.

Al igual que el ciclo en serie, existen dos posibles configuraciones según el tipo de absorbente utilizado. Los componentes comunes en estos ciclos son: absorbedor (ABS), bomba de solución (SP), intercambiador de solución/solución (SHX), generador (DES), válvula de regulación (SEV), válvula de expansión (REV), recalentador (SH), expansor (EXP), condensador (CON) y evaporador (EVA).

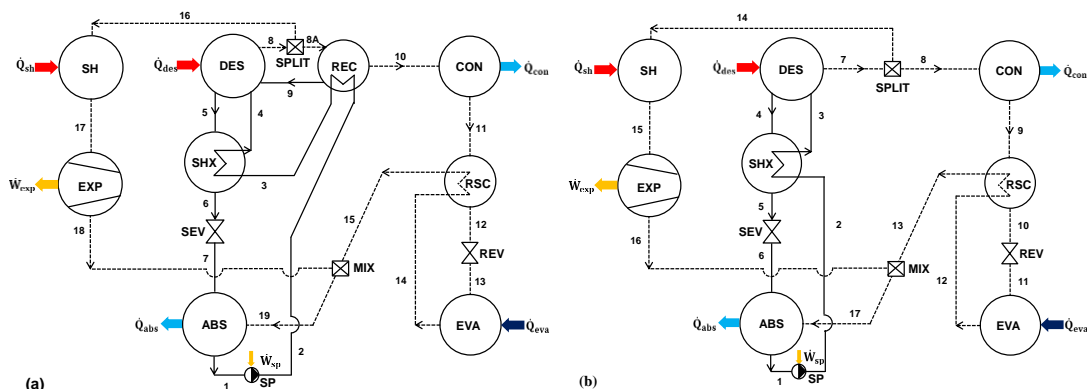


Figura 5-6. Esquema conceptual del ciclo dual (a) con absorbentes volátiles y (b) con no-volátiles.

El principio de funcionamiento de estos ciclos (Figura 5-6) se presenta a continuación:

- En el ciclo que utiliza absorbentes volátiles (Figura 5-6a) la solución en estado líquido proveniente del absorbedor (ABS) es bombeada (SP) desde (1) a (2); luego la corriente (2) se hace pasar por el rectificador (REC) con la finalidad de recuperar parte del calor de la rectificación, la corriente que sale del rectificador (3) pasa por el intercambiador de solución/solución (SHX) donde recupera calor proveniente de la corriente de solución que retorna del generador a mayor temperatura. La corriente de solución resultante (4) entra al generador (DES) donde es separada en una corriente de amoníaco (8) y una corriente de solución pobre de amoníaco (5), luego la corriente (5) se aprovecha para recalentar la corriente (3), luego la corriente (6) pasa a través de una válvula de regulación (SEV) que controla el caudal de solución (7). La corriente de vapor de amoníaco (8) es separada en dos corrientes: una que va al expansor (16) y otra que se rectifica (REC) con la finalidad de retirarle una pequeña cantidad de agua y así obtener una corriente de amoníaco más pura (10), el agua retirada de la corriente de amoníaco en la rectificación retorna al generador. La corriente de amoníaco (16) se recalienta (SH) hasta (17) y entra al expansor (EXP) donde produce la potencia mecánica. La corriente de vapor de amoníaco rectificado (10) es condensado (CON) y se sub-enfriado (RSC) con la corriente de vapor de amoníaco que sale del evaporador. Luego la corriente de amoníaco (12) en estado líquido se expande a entalpia constante (13) a través de una válvula de expansión (REV) y produce refrigeración en el evaporador (EVA) produciendo la corriente (14) la cual se hace pasar a través del sub-enfriador (RSC) de refrigerante produciendo la corriente (15). Finalmente la corriente a la salida del expansor (18) y la corriente proveniente del sub-enfriador (15), se mezclan adiabáticamente entrando nuevamente al absorbedor.
- En el ciclo que utiliza absorbentes no-volátiles (Figura 5-6b) la solución en estado líquido proveniente del absorbedor (ABS) es bombeada (SP) desde (1) a (2), luego la corriente (2) se hace pasar por un intercambiador de solución/solución (SHX) donde recupera calor proveniente de la corriente de solución que retorna del generador a mayor temperatura. La corriente de solución resultante (3) entra al generador (DES) donde se separa en una corriente de amoníaco (7) y una corriente de solución pobre de amoníaco (4),



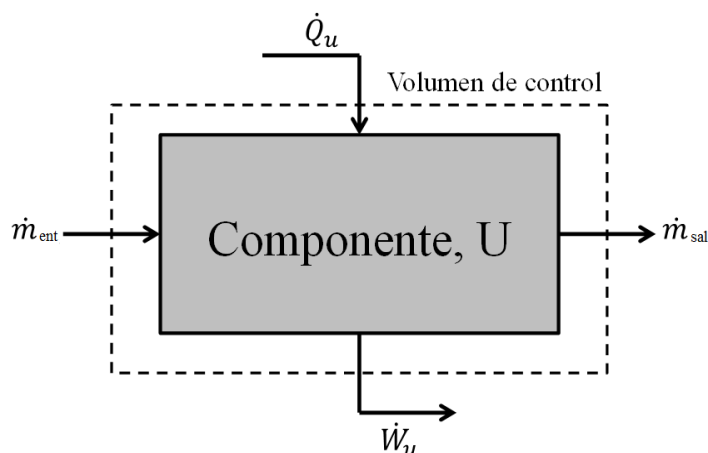
la corriente (4) se aprovecha para recalentar la corriente (2), y la corriente (5) pasa a través de una válvula de regulación (SEV) que controla el caudal de solución (6). La corriente de vapor de amoníaco (7) es separada en dos corrientes: una que va al expansor (14) y otra que se utiliza para producir frío (8). La corriente de amoníaco (14) se recalienta (SH) hasta (15) y entra al expansor (EXP) donde produce la potencia mecánica. La corriente de vapor de amoníaco rectificado (8) es condensada (CON) y sub-enfriada (RSC) con la corriente de vapor de amoníaco que sale del evaporador. Luego la corriente de amoníaco (10) en estado líquido se expande a entalpía constante (11) a través de una válvula de expansión (REV) y produce refrigeración en el evaporador (EVA) produciendo la corriente (12) la cual se hace pasar a través del sub-enfriador (RSC) de refrigerante produciendo la corriente (13). Finalmente la corriente a la salida del expansor (16) y la corriente proveniente del sub-enfriador (13), se mezclan adiabáticamente entrando nuevamente al absorbedor.

### **5.3. Metodología desarrollada para la simulación de los ciclos de absorción para la producción de energía mecánica y refrigeración**

En el presente estudio se realiza un análisis termodinámico en régimen estacionario de los ciclos propuestos en el apartado anterior. El propósito de este análisis es observar la sensibilidad de las variables claves que afectan a las prestaciones de este tipo de ciclos. Es por ello que a continuación se presenta la metodología desarrollada para modelizar termodinámicamente este tipo de ciclos, así como los indicadores utilizados para determinar sus prestaciones.

#### **5.3.1. Modelización termodinámica de los ciclos de absorción para producir energía mecánica y refrigeración**

Cada componente del ciclo es tratado como un volumen de control (Figura 5-7), en el que se realizan sendos balances de masa y energía, se establecen las ecuaciones de transferencias de calor e interacciones mecánicas. Los flujos de calor y trabajo que interactúan en cada componente se consideran como de entrada y salida del volumen de control.



**Figura 5-7. Flujos de masa y energía en cada componente del ciclo.**

Con la finalidad de simplificar el análisis termodinámico del ciclo, se proponen las siguientes hipótesis generales:

- El análisis se realiza en condiciones de régimen estacionario.
- Debido que las velocidades del fluido y cambios de altura son relativamente bajos, los cambios de energía potencial y cinética no se consideran.
- A la salida del absorbedor, condensador y generador, la solución está saturada.
- Los componentes del ciclo se consideran adiabáticos, por lo cual no hay transferencias de calor con el ambiente.
- Las caídas de presión en el sistema no se han considerado, excepto a través de las válvulas de expansión y en el expansor.
- El rendimiento isentrópico de la bomba se considera del 80%.
- La diferencia de temperaturas entre la solución proveniente del generador y la que sale de intercambiador solución/solución (SHX) se considera de 5 °C.
- La diferencia de temperaturas entre el refrigerante condensado y el vapor que sale del intercambiador de refrigerante (RSC) se considera de 5 °C.
- La temperatura del sumidero térmico, se considera 5 °C por debajo de la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y del condensador.
- La temperatura de la fuente de calor, se considera 5 °C por encima de la temperatura del fluido a la salida del generador.

Para desarrollar la simulación termodinámica de cada componente, se plantean dos tipos de balances “masa y energía.

Las ecuaciones genéricas utilizadas para el balance de masa en cada componente son las siguientes:

$$\sum_u \dot{m}_{ent} + \sum_u \dot{m}_{sal} = 0 \quad (5-1)$$

En los componentes donde hay separación de amoníaco, el balance de masa se realiza mediante la siguiente expresión.

$$\sum_u z_{ent} \dot{m}_{ent} + \sum_u z_{sal} \dot{m}_{sal} = 0 \quad (5-2)$$

donde el termino  $z$ , corresponde a la fracción másica de amoníaco.

El balance de energía se realiza mediante la siguiente expresión.

$$\sum_u h_{ent} \dot{m}_{ent} + \sum_u h_{sal} \dot{m}_{sal} + \dot{Q}_u - \dot{W}_u = 0 \quad (5-3)$$

### **5.3.2. Determinación de las prestaciones óptimas de la configuración de expansores**

El rendimiento isentrópico global de la configuración de expansores es la variable que más peso tiene en la selección de la configuración de expansores. Este rendimiento se define como la relación entre la potencia mecánica neta total producida por los expansores y la potencia mecánica que se podría llegar a producir por el fluido si este se expandiese mediante un proceso completamente isentrópico.

$$\eta_{iso,global,conf} = \frac{\sum_l^n \dot{W}_{net}}{\dot{m}_{ent} \cdot (h_{ent} - h_{sal,s})} \quad (5-4)$$

Cuando se asocian expansores, el rendimiento isentrópico global de estas configuraciones depende de la relación de presiones y frecuencia de giro del primer expansor. Es por ello, que se requiere determinar cuáles serían las magnitudes de estas variables que permiten maximizar el rendimiento isentrópico global de estas configuraciones. Para determinar estas magnitudes se utilizó el módulo de maximización mediante algoritmos genéticos propuestos en el software Engineering Equation Solver (EES), el cual se caracteriza por ser bastante robusto y encontrar el máximo global del modelo con buena fiabilidad y precisión.

Las restricciones de desigualdad en esta maximización son: la relación de presiones (la cual varía desde 1.5 hasta 3.5) y la frecuencia de giro del primer expansor (desde 25 Hz hasta 83.3 Hz). Como medida de seguridad se limitó la frecuencia de giro máxima a que pueden llegar a operar los expansores de la segunda etapa de expansión a 83.3 Hz.

### 5.3.3. Propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo

Para calcular las propiedades termodinámicas de las diferentes mezclas de trabajo, se utilizaron las propiedades propuestas por Ibrahim & Klein [92] para amoníaco/agua. En el Grupo de Investigación de Ingeniería Térmica Aplicada (CREVER), se midieron y correlacionaron las propiedades termofísicas de las mezclas  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$  [93-95]. Para las propiedades termodinámicas del amoníaco puro, se utilizaron las propiedades propuestas por Tillner-Roth [77].

### 5.3.4. Prestaciones de los ciclos

Existen diferentes tipos de indicadores utilizados para evaluar las prestaciones de los ciclos de absorción que producción energía mecánica y refrigeración. Sin embargo en este trabajo se han seleccionado los tres indicadores siguientes: rendimiento térmico global del ciclo ( $\eta_{\text{termico}}$ ), rendimiento efectivo de la primera ley ( $\eta_{1,\text{eff}}$ ) y rendimiento exergético efectivo ( $\eta_{\text{exergeticqeff}}$ ) del ciclo.

El rendimiento térmico global del ciclo, se define como la relación entre la energía útil producida por el ciclo (potencia mecánica y capacidad de refrigeración) y la potencia térmica total requerida para activar el ciclo ( $\dot{Q}_{\text{ent}}$ ), y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{termico}} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}} + \dot{Q}_{\text{frio}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad (5-5)$$

en donde  $\dot{W}_{\text{ciclo}}$  corresponde a la potencia mecánica neta del expansor  $\dot{W}_{\text{net}}$  menos la potencia requerida por la bomba de solución  $\dot{W}_{\text{bomba}}$ . La potencia térmica total requerida para activar el ciclo  $\dot{Q}_{\text{ent}}$ , es la sumatoria de la potencia térmica utilizada en el generador y recalentador.

No obstante, el concepto de rendimiento térmico sobreestima las prestaciones del ciclo, ya que su definición le da un peso igualitario a la potencia mecánica y la refrigeración. El rendimiento efectivo de la primera ley tiene en cuenta la calidad de la energía útil producida por el ciclo, debido que reemplaza la capacidad de refrigeración ( $\dot{Q}_{\text{frio}}$ ) por su equivalente en potencia mecánica. Esta última se obtiene mediante la potencia mecánica requerida para producir la misma cantidad de refrigeración en un ciclo de compresión de vapor equivalente [11], este término de rendimiento se denomina rendimiento efectivo de la primera ley y se considera como un indicador más consistente y realista para comparar este tipo de ciclos.

$$\eta_{\text{I,eff}} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}} + \frac{\dot{E}_{\text{frio}}}{\eta_{\text{II,ref}}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} \quad (5-6)$$

donde,  $\eta_{\text{II,ref}}$  es el rendimiento de la segunda ley de la termodinámica para sistemas de refrigeración por compresión y  $\dot{E}_{\text{frio}}$  corresponde a la exergía asociada a la producción de frío que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{E}_{\text{frio}} = \dot{m}_{\text{af}} \left[ (h_{\text{af,ent}} - h_{\text{af,sal}}) - T_o (s_{\text{af,ent}} - s_{\text{af,sal}}) \right] \quad (5-7)$$

siendo  $\dot{E}_{\text{frio}}$  la variación de exergía de la corriente de agua fría (af), equivalente a la potencia mecánica mínima requerida para producir la misma cantidad de frío con un ciclo de compresión de vapor reversible. La potencia mecánica requerida para producir la misma cantidad de refrigeración, se obtiene multiplicando  $\dot{E}_{\text{frio}}$  con la relación  $1/\eta_{\text{II,ref}}$ . Esta relación es similar al peso que tiene la refrigeración y el coeficiente de operación (COP) de un ciclo de refrigeración por compresión. En este trabajo, se asigna un valor típico de la segunda ley correspondiente al 40%.

El rendimiento exergético efectivo del ciclo se define como la relación entre la exergía asociada a la energía útil producida por el ciclo y la exergía asociada a la fuente de calor utilizada en el ciclo. La expresión que define este rendimiento se muestra a continuación:

$$\eta_{e,eff} = \frac{\dot{W}_{net} + \frac{\dot{E}_{frio}}{\eta_{II,ref}}}{\dot{E}_{hs,ent} - \dot{E}_{hs,sal}} \quad (5-8)$$

donde, el denominador es el la variación de exergía del fluido de la fuente de calor (hs).

#### **5.4. Simulación termodinámica de los ciclos de absorción en serie para la producción de energía mecánica y refrigeración**

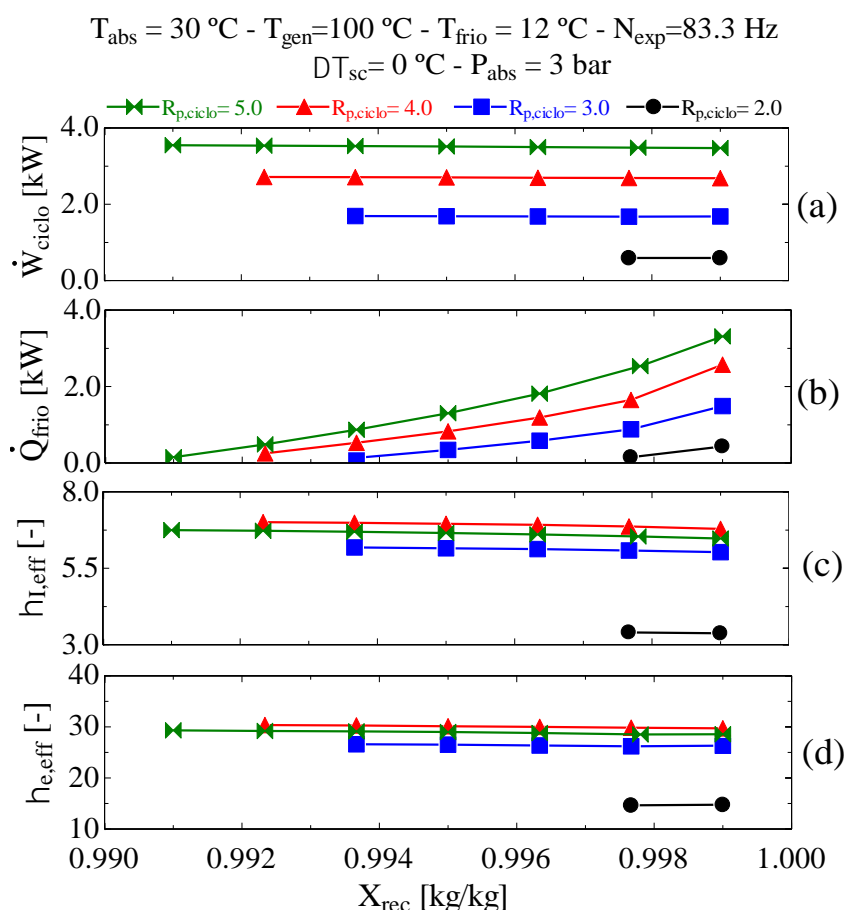
En este apartado se realiza un análisis paramétrico de las variables que más afectan las prestaciones de los ciclos presentados en el apartado 5.2. Debido a que estos ciclos son altamente sensibles a las condiciones de operación, tales como:

- Concentración y recalentamiento del vapor de amoniaco a la salida del rectificador.
- Presión en el absorbedor y relación de presiones del ciclo.
- Mezclas de trabajo utilizadas.
- Capacidad del expansor.

Se propone realizar un estudio paramétrico de las anteriores variables.

##### **5.4.1. Influencia de la concentración del vapor a la entrada del expansor**

En la Figura 5-8 se presenta un análisis de sensibilidad del ciclo propuesto en serie (Figura 5-5a) operando con el expansor Sanden TRSA05 a una frecuencia de giro de 83.3 Hz. Este estudio se realizó con la finalidad de variar la concentración del vapor de amoniaco a la entrada del expansor. Para poder realizar esta simulación se fijaron condiciones de operación tales como las temperaturas del absorbedor, del generador y de producción de frio en 30, 100 y 12 °C, respectivamente. También se varió la concentración másica del vapor de amoniaco que sale del rectificador desde 0.990 hasta 0.999.



**Figura 5-8. Influencia de la concentración del amoníaco a la salida del rectificador en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergético del ciclo.**

En la anterior figura se observa cómo se comporta la potencia mecánica producida por el ciclo, la capacidad de refrigeración, el rendimiento efectivo de la primera ley y el rendimiento exergético del ciclo cuando varía la concentración del amoníaco ( $X_{\text{rec}}$ ) a la entrada del expansor, obteniéndose que la producción de potencia mecánica, rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento exergético del ciclo apenas se ven afectados. No obstante, el impacto de la concentración del vapor de amoníaco en la producción de frío es considerable, aumentando la capacidad de producción de frío del ciclo desde 0 hasta 4 kW. También, se observa que aumentar la relación de presiones del ciclo favorece la producción de potencia mecánica y también la potencia frigorífica. Respecto al rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento exergético efectivo del ciclo, se observa que el ciclo trabajando en estas condiciones de operación podría tener los máximos rendimientos cuando las relaciones de presión del ciclo son cercanas a 4.0.

Debido a que tener elevadas concentraciones de amoníaco a la entrada del expansor favorece notablemente la producción de refrigeración del ciclo, en los siguientes análisis se fijara la fracción másica de amoníaco a la entrada del expansor en 0.999.

#### 5.4.2. Influencia del recalentamiento del vapor a la entrada del expansor

En la Figura 5-9 se presenta un análisis de sensibilidad del ciclo propuesto en la Figura 5-5a variando el recalentamiento del vapor de amoníaco que entra al expansor. Para poder simular este ciclo se fijaron las condiciones de operación, tales como temperatura del absorbedor, generación y de frío en 30, 100 y 12 °C, respectivamente y se varió la diferencia de temperaturas existente entre la salida del generador y la entrada del expansor desde 0 hasta 10 °C., con la finalidad de observar el comportamiento de la potencia mecánica producida por el ciclo, la capacidad de producción de frío y los rendimientos con el recalentamiento del vapor de amoníaco que entra al expansor.

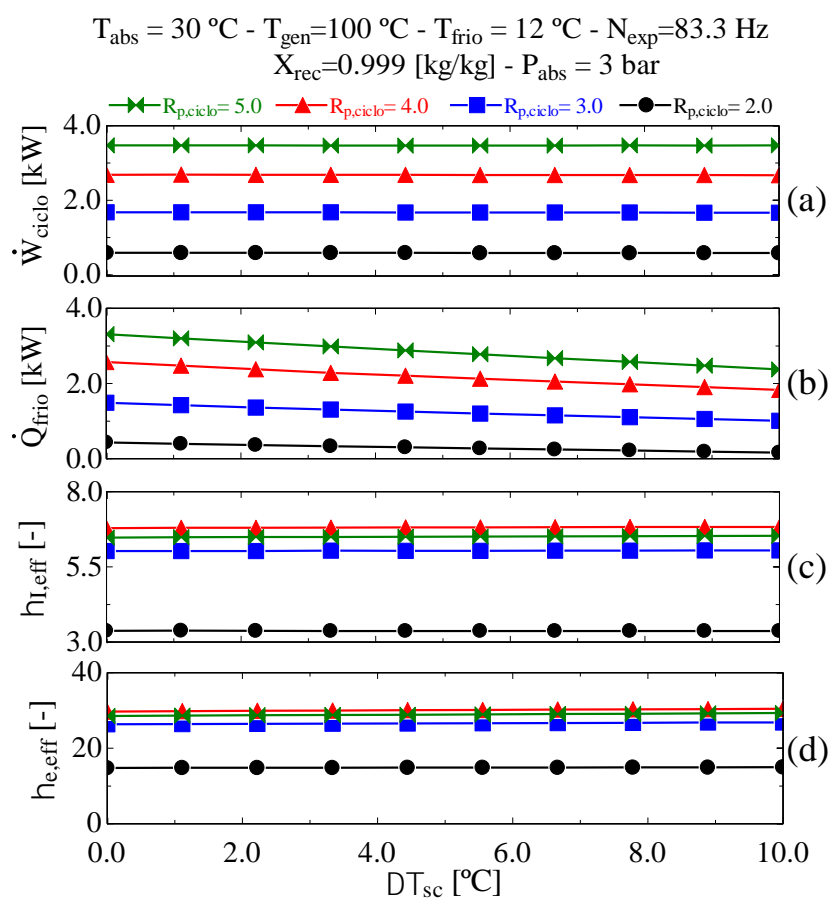


Figura 5-9. Influencia del recalentamiento del vapor a la entrada del expansor en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergética del ciclo.



De la anterior figura se observa que recalentar el vapor de amoníaco que entra al expansor apenas influye en la producción de potencia mecánica y en los rendimientos del ciclo. No obstante, el impacto que este calentamiento tienen en la capacidad de producción de frío del ciclo es considerable, ya que este aumento de temperatura penaliza el rendimiento volumétrico del expansor y eleva el nivel de energía desde donde se expandirá la corriente, lo cual ocasiona que la temperatura del fluido a la salida del expansor sea más elevada y así tenga menos capacidad de producir frío. A partir de este estudio se concluye que el calentamiento del vapor de amoníaco se hace innecesario para este tipo de ciclos ya que lo único que hace es disminuir su capacidad de refrigeración.

### 5.4.3. Influencia del absorbente utilizado

Posterior a los análisis del ciclo cuando se varía la concentración del vapor de amoníaco y del calentamiento a la entrada del expansor, se estudia la influencia de las diferentes mezclas de trabajo en la temperatura del amoníaco a la salida del expansor. Para esto se simularon los ciclos presentados en la Figura 5-5a y en la Figura 5-5b, utilizando las mezclas de trabajo  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ , y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$  con una temperatura en el generador de  $100\text{ }^\circ\text{C}$ , absorbedor de  $30\text{ }^\circ\text{C}$ , relación de presiones del ciclo de 5.0 variando la presión en el absorbedor desde 2.5 hasta 5.0 bar con la finalidad determinar la temperatura del amoníaco a la salida del expansor.

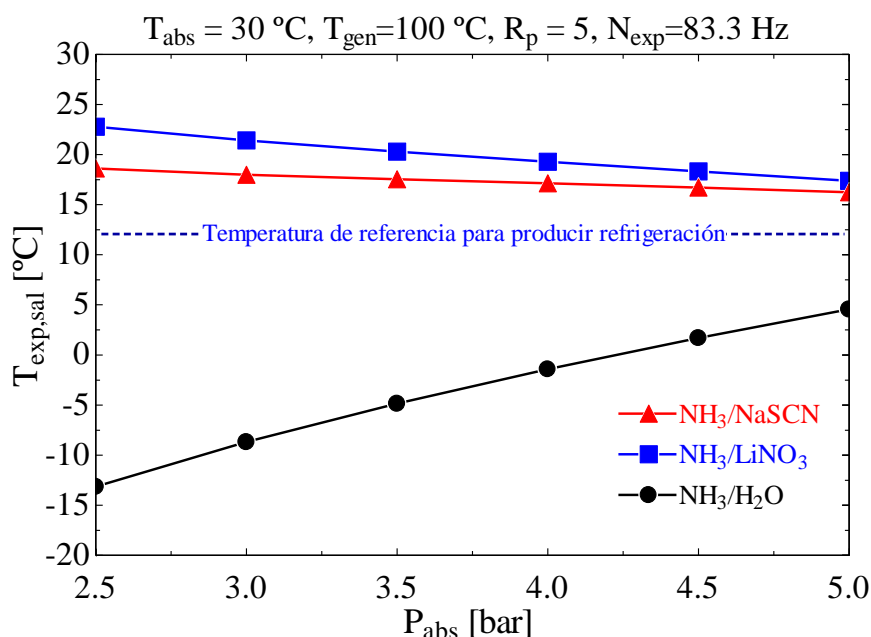
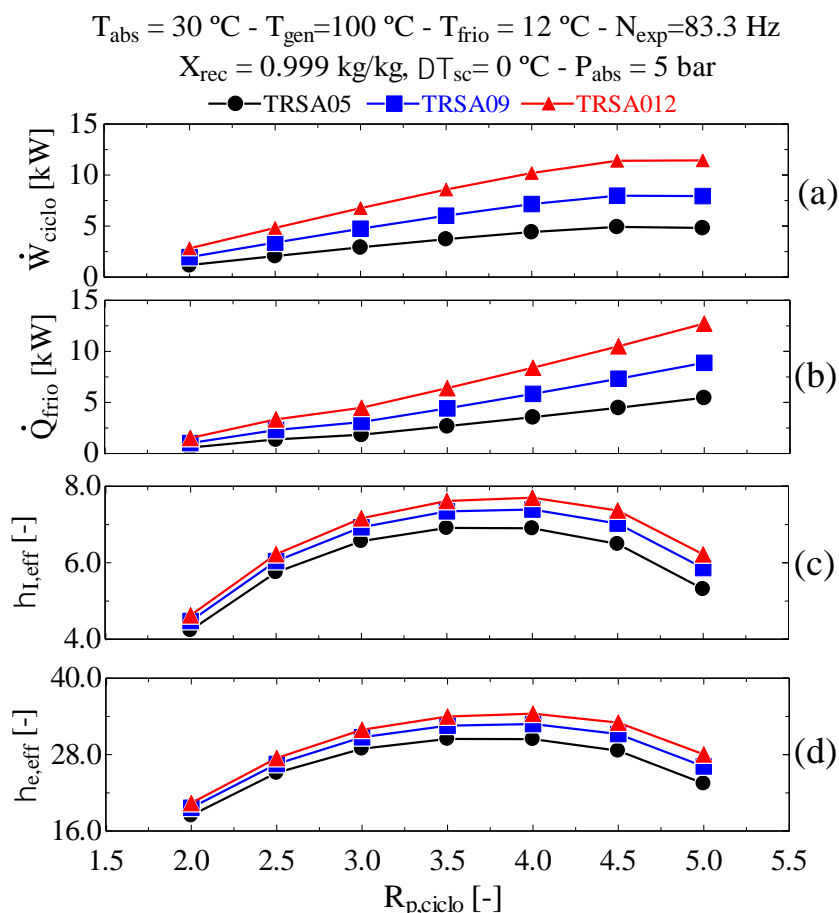


Figura 5-10. Influencia del fluido de trabajo en la temperatura del amoníaco a la salida del expansor.

La finalidad de este tipo de ciclos es producir de forma combinada potencia mecánica y refrigeración, encontrándose (Figura 5-10) que cuando se utilizan absorbentes no volátiles, la corriente de vapor de amoníaco a la salida del generador no requiere el proceso de rectificación alguno, por lo cual la temperatura del amoníaco que sale del generador será igual a la temperatura del generador y esto a su vez ocasiona que la corriente de vapor de amoníaco que entra al expansor tenga una mayor entalpia. Esto a su vez ocasiona que la temperatura del vapor de amoníaco que sale del expansor sea relativamente alta como para poder aprovecharla en la producción de frío. Para hacer que la temperatura de salida del expansor sea lo más baja posible, se debe disminuir la temperatura del vapor de amoníaco (ya sea mediante un proceso de recuperación de calor) a la entrada del expansor hasta el punto en que el amoníaco que sale del expansor no sea húmedo.

#### **5.4.4. Influencia del tamaño del expansor en el ciclo**

El utilizar expansores de mayor tamaño es beneficioso para la producción de potencia mecánica y producción de frío, ya que permiten desplazar una mayor cantidad de caudal volumétrico y a su vez expandir una mayor cantidad de masa. Es por ello que en este apartado se simuló el ciclo presentado en la Figura 5-5a, utilizando diferentes expansores de la gama Sanden (TRSA05, TRSA09 y TRSA012). La determinación de las prestaciones de los expansores *scroll*, fue calculada con la metodología propuesta en el apartado 4.5. Para realizar la simulación se fijaron las temperaturas del absorbedor, del generador y de la producción de frío en 30, 100 y 12 °C, respectivamente. La fracción másica del vapor de amoníaco que entra al expansor se fijó en 0.999, el grado de recalentamiento en 0 °C y la presión en el absorbedor en 5 bar, variando la relación de presiones del ciclo desde 2.0 hasta 5.0.



**Figura 5-11. Influencia del desplazamiento volumétrico del expansor y la relación de presiones del ciclo en la (a) potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración del ciclo, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento exergético.**

A partir de los resultados obtenidos en este estudio se observó que aumentar el desplazamiento volumétrico del expansor es beneficioso para las prestaciones del ciclo, ya que permite obtener potencias mecánicas, capacidades de producción de frío y rendimientos del ciclo más elevados. Esto se debe principalmente a que el aumento del tamaño de los expansores mejora el rendimiento isentrópico global de este (como se observó en el apartado 4.6.2).

Adicionalmente, se observó que aumentar la relación de presiones del ciclo es beneficioso para la producción de potencia mecánica y capacidad de refrigeración. No obstante se observó que para relaciones de presiones del ciclo mayores de 4.0 los rendimientos de este ciclo empiezan a decaer notablemente, lo cual está ocasionado por la disminución de las prestaciones del expansor.

#### 5.4.5. Configuraciones en serie de los expansores

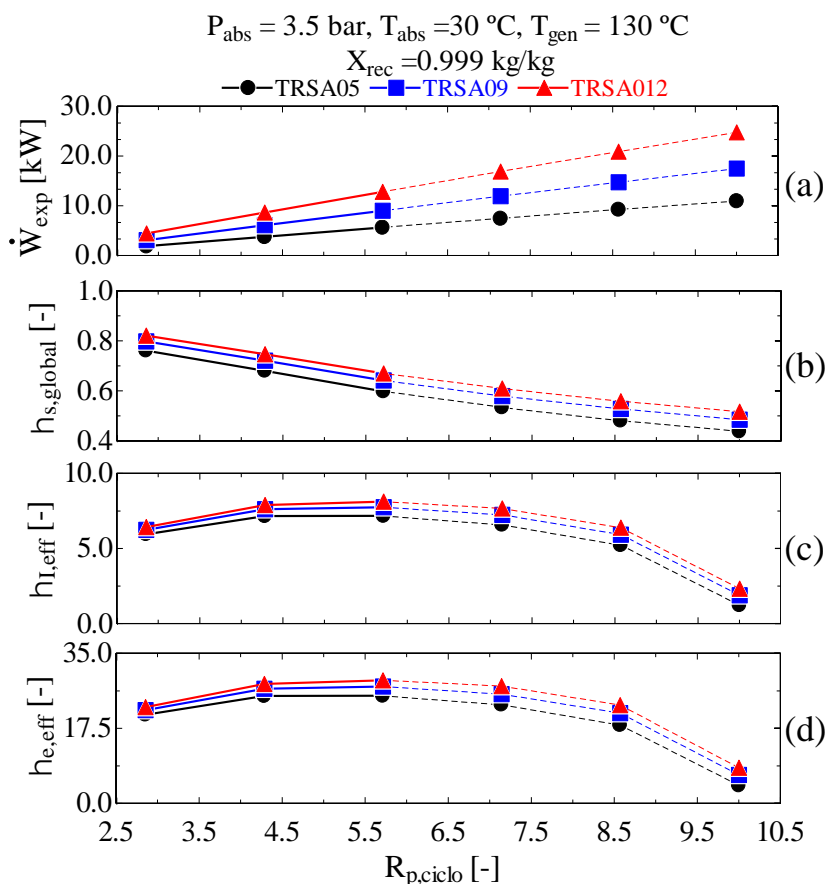
Como se observó en los apartados anteriores, las prestaciones del ciclo mejoran con el aumento de la relación de presiones del ciclo. No obstante, cuando se llegan a relaciones de presiones superiores a 5.0 las prestaciones del expansor se ven notablemente penalizadas, ocasionando que las prestaciones del ciclo empiecen a decaer. Por ello en este apartado se propone integrar un sistema de expansión compuesto por asociaciones de expansores, con la finalidad de realizar dos etapas de expansión, cuando se tienen relaciones de expansión superiores a 5.0, lo que permitiría obtener mejores rendimientos isentrópicos globales que utilizando únicamente un solo expansor. En esta simulación se han propuesto tres posibles configuraciones, las cuales se presentan a continuación:

- El primer sistema de expansión consta únicamente de un solo expansor (ya sea, TRSA05, TRSA09 o TRSA012) y sus prestaciones trabajando en estos ciclos se presentan en la Figura 5-12.
- El segundo sistema (Figura 5-13) consiste en la asociación de dos expansores en serie, que pueden ser un expansor TRSA05 o TRSA09 en la primera etapa de expansión y otro expansor de mayor tamaño en la segunda etapa de expansión TRSA09 o TRSA012.
- El tercer sistema (Figura 5-15 y Figura 5-17) consiste en la asociación de un expansor TRSA05 y de uno TRSA012 en la primera etapa de expansión y dos expansores en paralelo (ya sea, TRSA05 – TRSA05, TRSA09 – TRSA09 o TRSA012 – TRSA012) en la segunda etapa de expansión.

El ciclo a utilizar es el presentado en la Figura 5-5a, donde se variará la relación de presiones del ciclo desde 3.0 hasta 10.0, desde una presión en el absorbedor de 3.5 bar, fracción másica de amoníaco a la salida del expansor de 0.999 y temperaturas del absorbedor y del generador de 30 y 130 °C, respectivamente.

En la Figura 5-12 se muestra (a) la potencia mecánica del expansor, (b) rendimiento isentrópico global del expansor, (c) rendimiento efectivo de la primera ley del ciclo y (d) rendimiento exergético del ciclo, cuando se utiliza únicamente un solo expansor. Este estudio se ha dividido en dos, uno (líneas continuas) corresponde a la zona de operación en que puede trabajar un solo expansor y el segundo (líneas punteadas)

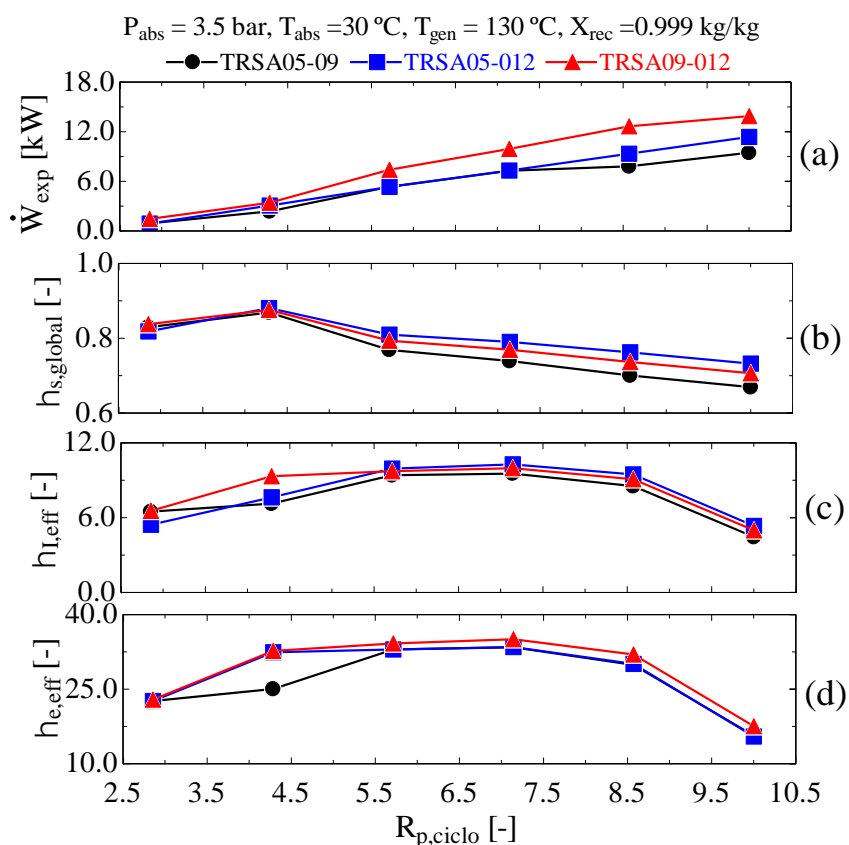
corresponde a las posibles prestaciones que se podrían a elevadas relaciones de presión en el ciclo.



**Figura 5-12. Influencia del desplazamiento volumétrico en el rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento exergético del ciclo cuando la relación de presiones del ciclo varía desde 3.0 hasta 10.0 utilizando únicamente un solo expansor.**

Los resultados obtenidos de la simulación muestran que cuando se utiliza únicamente un solo expansor, el rendimiento isentrópico global de éste decae considerablemente, disminuyendo desde 0.8 para bajas relaciones de presiones hasta 0.5 a relaciones de presiones del ciclo cercanas a 10. Adicionalmente se observa que el rendimiento efectivo de la primera ley y el rendimiento exergético del ciclo decaen para relaciones de presión de los ciclos superiores a 5.0, lo cual es ocasionado principalmente por la disminución de las prestaciones del expansor.

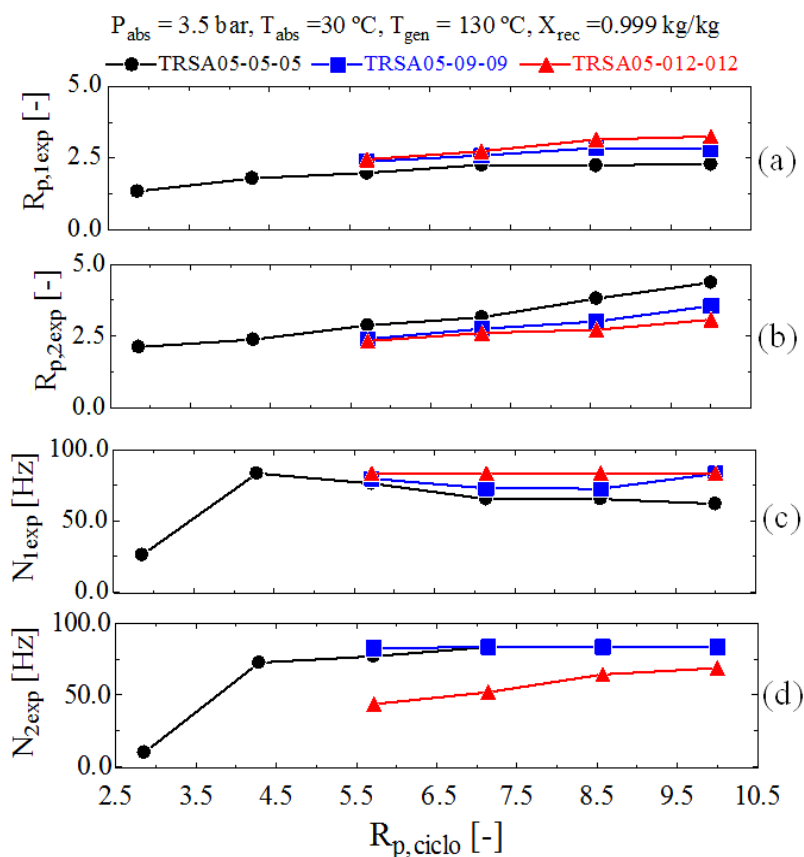
A partir del anterior estudio se hace evidente que para relaciones de presión del ciclo superior a 5.0 se requiera realizar dos etapas de expansión. De acuerdo a lo anterior, se propone utilizar dos expansores asociados en serie (ya sea TRSA05 – 09, TRSA 05 -012 y TRSA09 – 012) en el ciclo presentado anteriormente, donde sus prestaciones se muestran en la Figura 5-13.



**Figura 5-13. Prestaciones de la asociación en serie en la (a) potencia mecánica del expansor, (b) rendimiento isentrópico global, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico del ciclo.**

Los resultados obtenidos en la anterior simulación, indican que utilizar dos expandores asociados en serie favorece el rendimiento isentrópico global de la configuración de expandores en torno a un 20% que cuando se utiliza únicamente una sola etapa de expansión cuando el expansor opera a relaciones de presión cercanas a 10. La mejora en las prestaciones es ocasionada a que cuando se realizan asociaciones de expandores, estos trabajan a menores relaciones de presión, evitando así el fenómeno de la sub-expansión. No obstante, la producción de potencia mecánica es menor que utilizando únicamente un solo expansor de mayor tamaño, ya que el expansor de la primera etapa limita el caudal másico que pasa a través de la configuración de expandores.

Debido que las prestaciones de esta configuración son dependientes de la relación de presiones del ciclo y de la frecuencia de giro del primer expansor, en la Figura 5-14 se presentan cuáles serían las condiciones de operación óptimas en la primera etapa de expansión que permite obtener el máximo rendimiento isentrópico global.

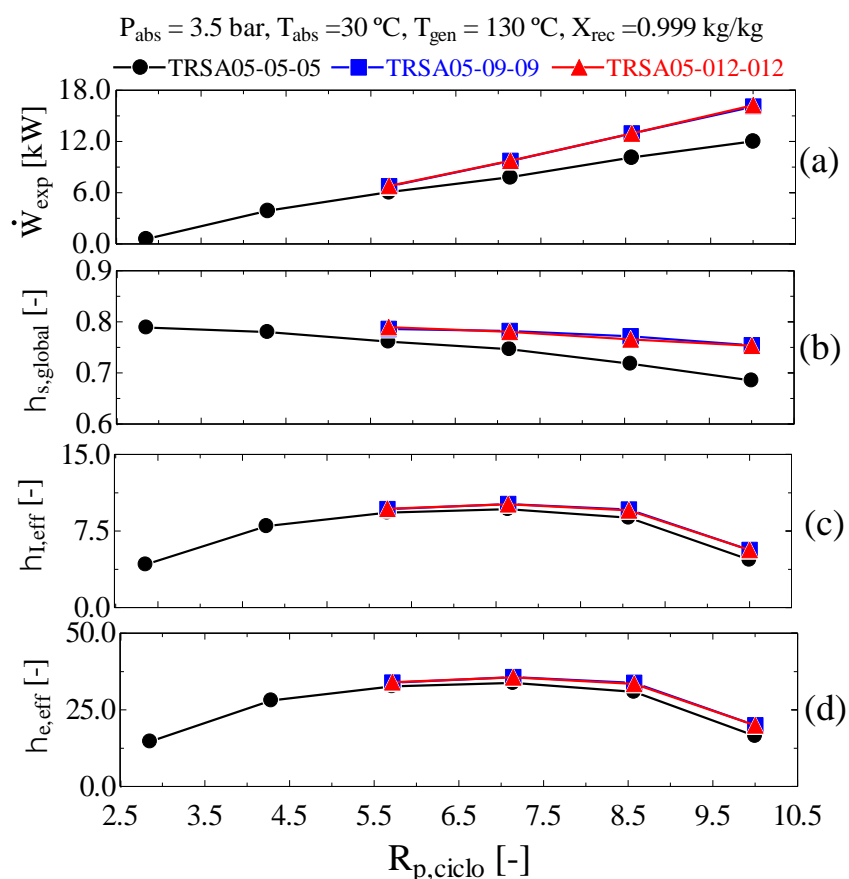


**Figura 5-14. Relaciones de presiones (a y b) y frecuencias de giro (c y d) óptimas en la primera y segunda etapa de expansión, respectivamente.**

En la Figura 5-14 se observa que cuando el ciclo trabaja a relaciones de presiones entre 3.0 y 5.0, la relación de presiones y frecuencia de giro de la primera etapa de expansión son relativamente bajas (relaciones de presión inferiores a 2.0 y frecuencias de giro inferiores a 83.3 Hz), lo cual hace necesario encontrar una solución para que el expansor de la primera etapa de expansión trabaje a la máxima frecuencia de giro y expandir el fluido a relaciones de presión superiores a 2.3, evitando así el fenómeno de la sobre-expansión, el cual es más perjudicial que la sub-expansión.

Debido a que la frecuencia de giro del primer expansor viene limitada por la cantidad de vapor que se expande en la segunda etapa de expansión que para relaciones de presión superior a 3 ya llega al máximo se propone utilizar dos expansores asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión.

En la Figura 5-15 se muestran las prestaciones del ciclo y de la configuración de expansores utilizando un expansor TRSA05 en la primera etapa de expansión y dos expansores TRSA05, TRSA09 y TRSA012 asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión.

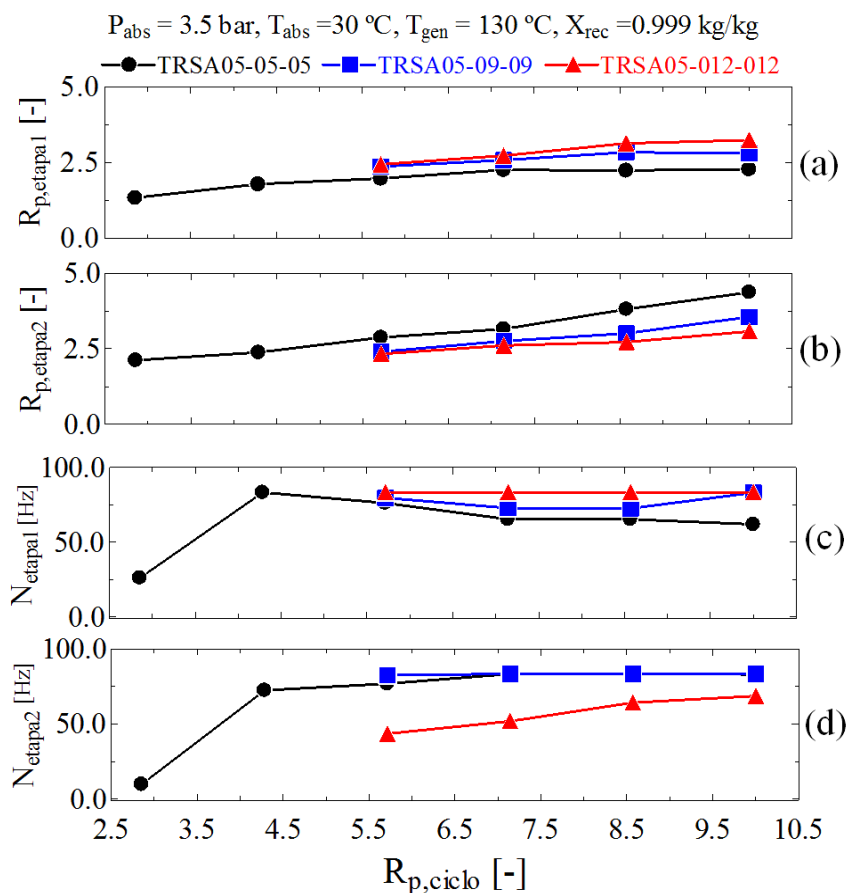


**Figura 5-15. Prestaciones del sistema de expansión y rendimientos del ciclo cuando se utiliza un expansor (TRSA05) en la primera etapa de expansión y dos en paralelo en la segunda etapa de expansión.**

Los resultados obtenidos permiten concluir que asociar expansores lo suficientemente grandes en la segunda etapa de expansión mejora la producción de potencia mecánica, rendimiento isentrópico global de la configuración de expansores y rendimientos del ciclo, logrando obtenerse valores para la potencia mecánica en torno a 16 kW con un rendimiento isentrópico global del 78 % a una relación de presiones del ciclo de 10.

Al igual que en la configuración en serie, se requiere obtener la relación de presiones y frecuencia de giro óptimas en la primera etapa de expansión que permita obtener el máximo rendimiento isentrópico global de la configuración de expansores. Mediante un proceso de maximización por algoritmos genéticos se obtuvieron las condiciones de operación mostradas en la Figura 5-16.

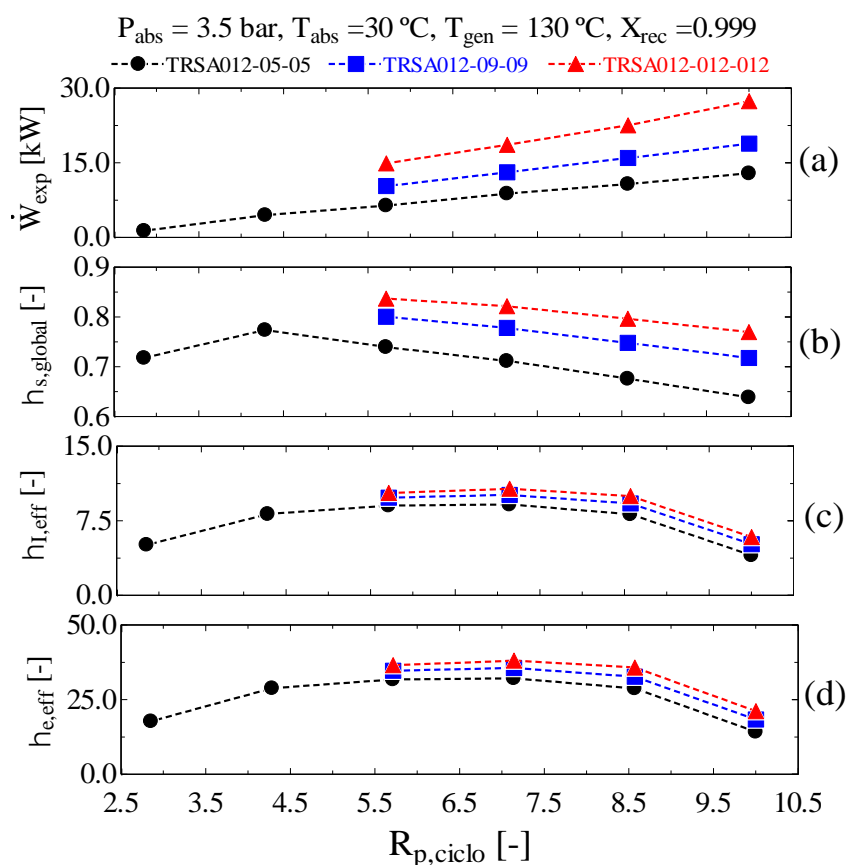




**Figura 5-16. Condiciones de operación de los expandores en la configuración en serie – paralelo utilizando un expansor TRSA05 en la primera etapa de expansión y dos expandores asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión.**

A partir de la anterior figura se puede observar que el expansor de la primera etapa de expansión trabaja a máximas frecuencias de giro. Sin embargo los expandores de la segunda etapa de expansión no alcanzan a trabajar a las máximas frecuencias de giro, haciendo necesario que el expansor de la primera etapa de expansión tenga un mayor desplazamiento volumétrico por revolución. Es por ello que se reemplaza el expansor de la primera etapa de expansión por un expansor modelo TRSA012.

En la Figura 5-17 se representan las prestaciones del ciclo y del sistema de expansión utilizando un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión. Los resultados obtenidos muestran que la potencia mecánica producida por este sistema de expansión puede llegar hasta 29 kW con un rendimiento isentrópico global del 77% a una relación de presiones del ciclo de 10. Además se observa como los rendimientos del ciclo mejoran a medida que aumenta el tamaño de los expandores, respecto al uso de expandores de menor tamaño.



**Figura 5-17. Prestaciones del sistema de expansión y rendimientos del ciclo cuando se utiliza un expansor (TRSA012) en la primera etapa de expansión y dos expansores en paralelo en la segunda etapa de expansión.**

Debido que las prestaciones de estas asociaciones son dependientes de las condiciones de operación de los expansores de la primera y segunda etapa de expansión, en la siguiente figura puede observarse las condiciones de operación óptimas para obtener el máximo rendimiento isentrópico global. Encontrándose que utilizar un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión garantiza que los expansores de la segunda etapa de expansión operen a las frecuencias máximas de giro (83.3 Hz), mejorando así las prestaciones de los tres expansores, ya que estos operan a las máximas frecuencias de giro, ocasionando que el rendimiento volumétrico de estos sea el máximo.

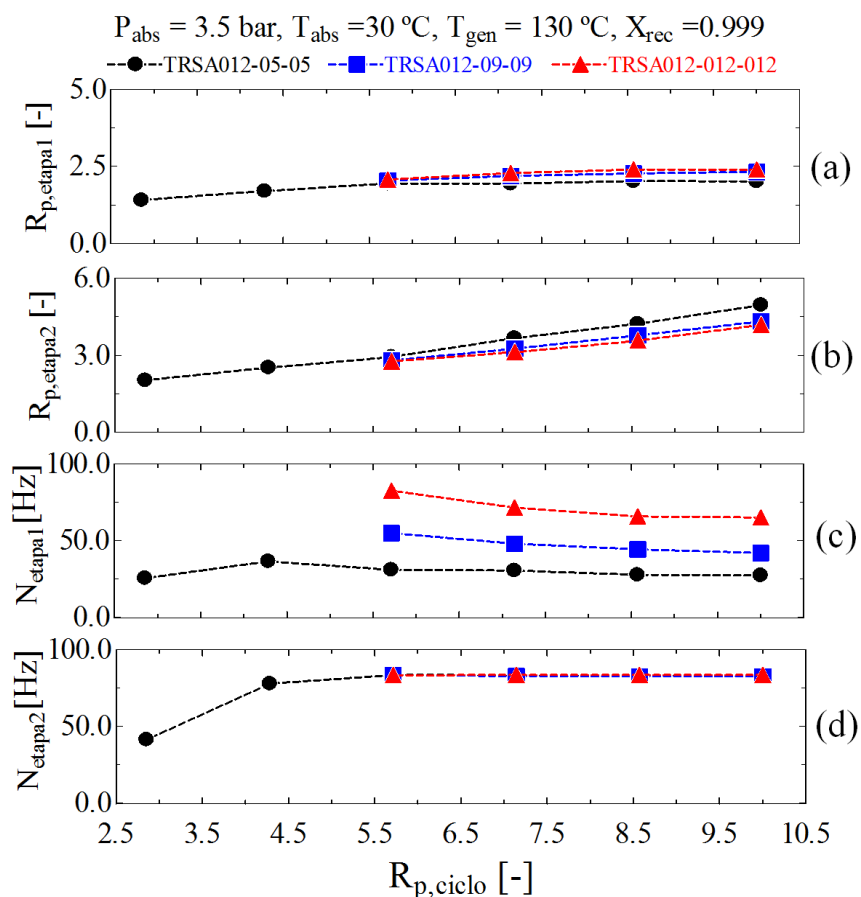


Figura 5-18. Condiciones de operación de los expansores en la configuración en serie – paralelo utilizando un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión.

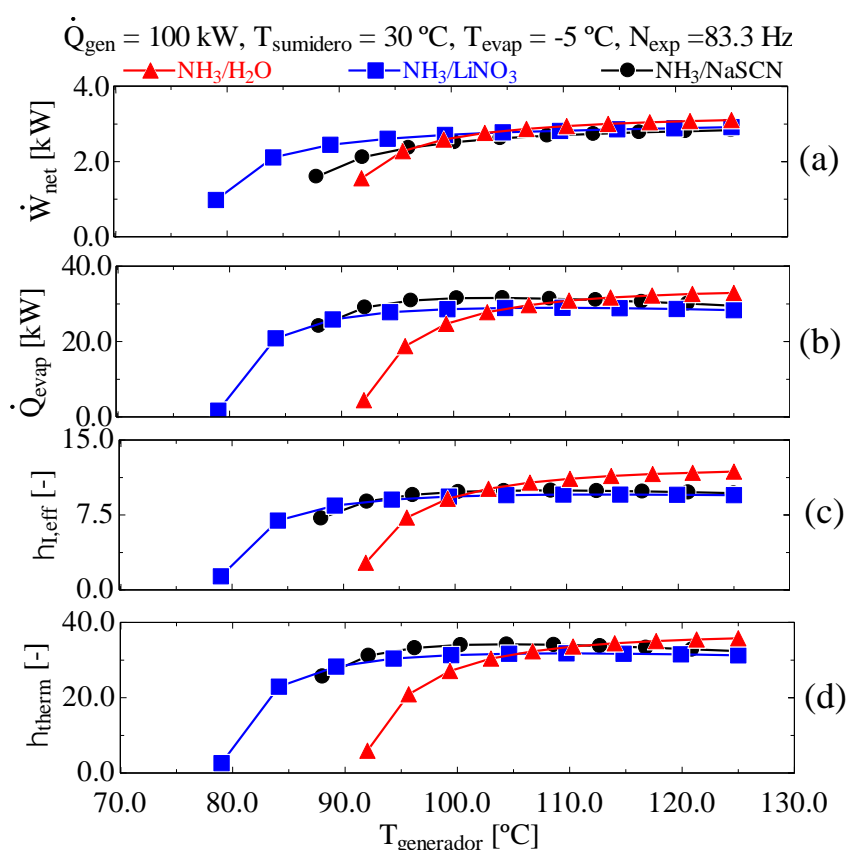
### 5.5. Simulación termodinámica de los ciclos de absorción dual que producen energía mecánica y refrigeración

Los ciclos de absorción que producen energía mecánica y refrigeración de forma dual, se caracterizan porque las presiones a la entrada y salida del expansor vienen fijadas por la temperatura de condensación y de evaporación del ciclo, respectivamente. Esto ocasiona que las prestaciones del ciclo sean altamente sensibles a la variación de estas temperaturas, además de la temperatura de generación del ciclo y las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo.

Para determinar la influencia de cada una de las variables en el dispositivo de expansión y en las prestaciones globales del ciclo, se realizó un análisis de sensibilidad de estas estas variables, así como la influencia del dispositivo de expansión utilizado.

### 5.5.1. Influencia de la temperatura de generación

En la Figura 5-19 se presenta la influencia de la temperatura de generación en la potencia mecánica, capacidad de refrigeración, rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento térmico del ciclo cuando la temperatura de generación del ciclo varía desde 79 hasta 125 °C. Para desarrollar esta simulación se fijó la cantidad de calor que entra al generador en 100 kW, la temperatura del sumidero térmico en 30 °C, la temperatura de evaporación en -5 °C, para las tres mezclas de trabajo (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>/NaSCN) y utilizando únicamente un solo expansor Sanden TRSA05 operando a una frecuencia de giro de 83.3 Hz.



**Figura 5-19. Influencia de la temperatura de generación en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico.**

A partir de la anterior figura se puede observar que aumentar la temperatura de generación del ciclo influye positivamente en las prestaciones de este. Además se observa que la mezcla NH<sub>3</sub>/LiNO<sub>3</sub> es la que requiere temperaturas de activación más bajas, lo cual es beneficioso para el rendimiento exergético del ciclo y las fuentes de energía a utilizar. Con estos ciclos se pueden llegar a producir potencias mecánicas de hasta 2.5 kW y capacidades de refrigeración en torno a 30 kW de refrigeración con

temperaturas en el generador de 90 °C. Para temperaturas de generación superiores a 100 °C, la mezcla NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O tiene las mejores prestaciones para el ciclo. Respecto al rendimiento efectivo de la primera ley, el utilizar absorbentes no volátiles en el rango de temperaturas entre 79 °C y 100 °C es más beneficiosos que utilizar mezclas con absorbentes volátiles, sin embargo para temperaturas de generación superiores a 100 °C, la mezcla NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O tiene mejores rendimientos.

### 5.5.2. Influencia de la temperatura de condensación

En la Figura 5-20 se presentan los resultados que ponen de manifiesto la influencia de la temperatura del sumidero térmico en la potencia mecánica, capacidad de refrigeración, rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento térmico del ciclo cuando éste opera a diferentes temperaturas del sumidero térmico (desde 20 °C hasta 40 °C).

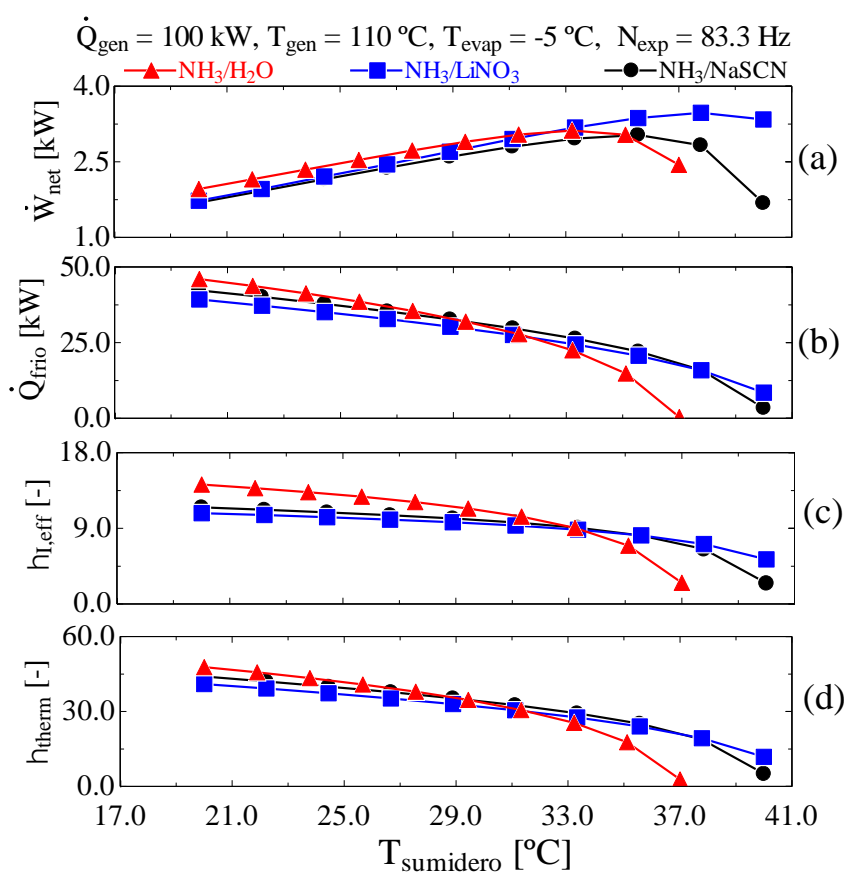


Figura 5-20. Influencia de la temperatura del sumidero en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico.

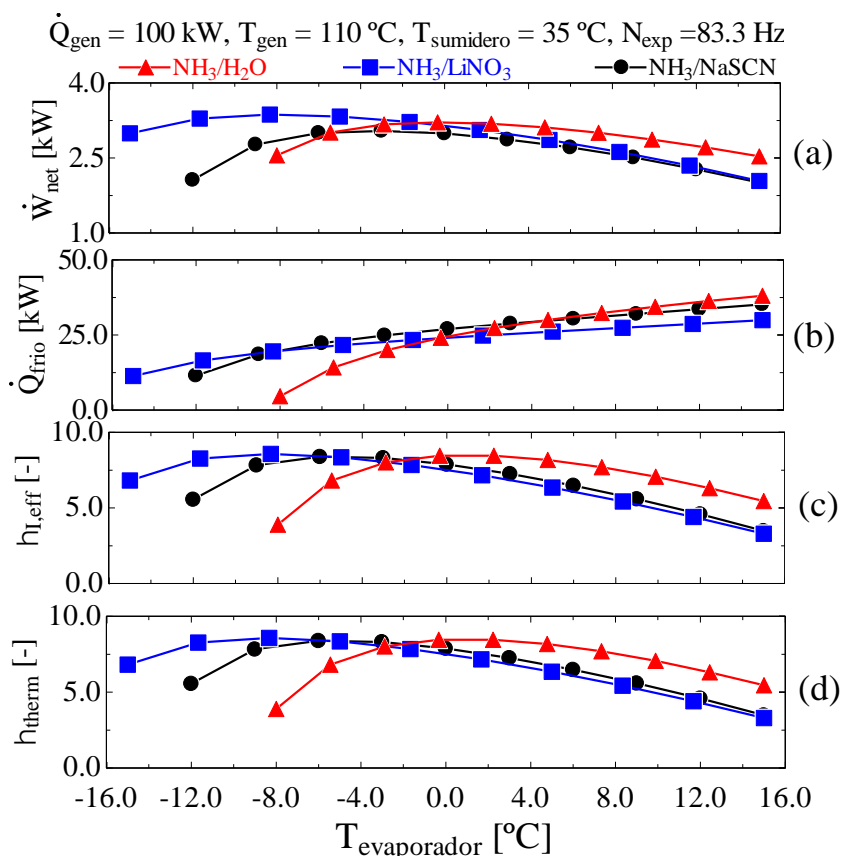
Para realizar esta simulación se fijó la cantidad de calor que entra al generador en 100 kW, la temperatura de generación en 110 °C y la de evaporación en -5 °C, utilizando

únicamente un expansor Sanden TRSA05 operando a una frecuencia de giro de 83.3 Hz. Los resultados obtenidos muestran que aumentar la temperatura del sumidero térmico es beneficioso para la producción de potencia mecánica neta del ciclo, ya que la presión de entrada al expansor aumenta con la temperatura del sumidero térmico y como la temperatura de evaporación se mantiene constante, hace que la relación de presiones del ciclo aumente. Sin embargo, el aumentar la temperatura del sumidero térmico penaliza la producción de refrigeración y el rendimiento efectivo de la primera ley, debido a que cuando se aumenta la presión en el generador la cantidad de vapor de amoniaco que produce el generador a la temperatura de generación correspondiente, disminuye. Además de que el absorbedor trabaja a mayores temperaturas de absorción lo cual hace que la concentración de la solución que llega al generador sea menor.

Al igual que en el estudio anterior, las mezclas  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  son las que mejores prestaciones tienen a elevadas y bajas temperaturas de condensación, respectivamente. Utilizando la mezcla  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y trabajando a 40 °C en la temperatura del sumidero, se pueden llegar a obtener 3.5 kW de potencia mecánica y 10 kW de refrigeración con un rendimiento efectiva del ciclo de un 8%, lo cual permite utilizar de aerocondensadores como medios de disipación de calor.

### **5.5.3. Influencia de la temperatura de evaporación**

En la Figura 5-21 se presenta la influencia de la temperatura de evaporación en (a) la potencia mecánica, (b) capacidad de refrigeración, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico del ciclo cuando este opera a diferentes temperaturas de evaporación (desde -15 °C hasta 15 °C).



**Figura 5-21. Influencia de la temperatura de evaporación en la (a) capacidad de refrigeración, (b) potencia mecánica, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico.**

Para desarrollar esta simulación se fijó la cantidad de calor entra al generador en 100 kW, la temperatura de generación en 110  $^{\circ}\text{C}$  y la del sumidero en 35  $^{\circ}\text{C}$ , utilizando únicamente un expansor Sanden TRSA05 el cual opera a una frecuencia de giro de 83.3 Hz.

Debido que la presión de salida del expansor es dependiente de la temperatura de evaporación del ciclo y como la presión de alta se mantiene constante, cuando la temperatura de evaporación aumenta la relación de presiones del ciclo disminuye. Esto último afecta la producción de potencia mecánica del ciclo, sin embargo la producción de refrigeración de refrigeración aumenta, ya que al tener mayores temperaturas de evaporación, la presión en el absorbedor aumenta lo cual hace que el absorbedor pueda absorber más refrigerante. No obstante el rendimiento efectivo de la primera ley disminuye, ya que esta depende de la cantidad de potencia mecánica requerida para producir la misma cantidad de frio mediante un ciclo reversible, la cual a mayores temperaturas de evaporación disminuye. Al igual que en los estudios anteriores, las mezclas  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  son las que mejores prestaciones

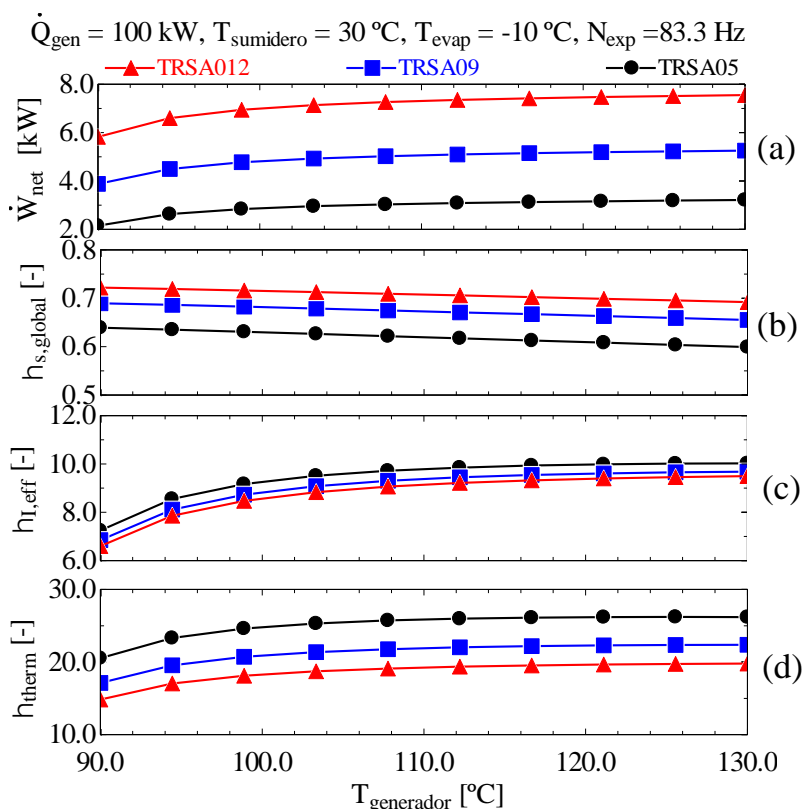
tienen para bajas y elevadas temperaturas de evaporación, respectivamente. Utilizando la mezcla  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  se pueden llegar a producir 3.5 kW de potencia mecánica y 20 kW de refrigeración con un rendimiento efectiva del ciclo de un 8.5%, utilizando una temperatura de evaporación de  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ , lo cual permite utilizar este tipo de ciclos en aplicaciones en que se requiere de refrigeración. Para elevadas temperaturas relativas de evaporación, la mezcla de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  tiene mejores prestaciones del ciclo, lo cual hace que este tipo de mezclas sea ideal para utilizarlas en el sector del acondicionamiento de aire.

#### **5.5.4. Influencia del tamaño del expansor**

Debido que las presiones de trabajo de estos ciclos vienen fijadas por las temperaturas de condensación y evaporación del amoníaco, las cuales llegan a ser de 15 bar y 3 bar correspondiente a una temperatura de condensación y evaporación de  $40\text{ }^\circ\text{C}$  y  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ , respectivamente, las relaciones de presiones del ciclo corresponden a valores entre 3 y 5. Como se vio en los apartados anteriores la mejor configuración posible de expansores a utilizar cuando se tienen estas relaciones de presión es mediante una sola etapa de expansión. No obstante, si se desea aumentar la producción de potencia mecánica se deben utilizar diferentes expansor asociados en paralelo o expansores que tengan mayor desplazamiento volumétrico por revolución. En la Figura 5-22 se presenta la influencia del tamaño del expansor en la potencia mecánica, rendimiento isentrópico global del expansor, rendimiento efectivo de la primera ley y rendimiento térmico del ciclo, cuando el ciclo opera a diferentes temperaturas de generación (entre  $90\text{ }^\circ\text{C}$  y  $130\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Para realizar esta simulación se fijó la capacidad de refrigeración del ciclo en 20 kW, temperatura del sumidero de  $30\text{ }^\circ\text{C}$  y evaporación de  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ , utilizando la mezcla de trabajo  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y diferentes expansores Sanden TRSA05, TRSA09 y TRSA012 operando a las máximas frecuencias de giro correspondiente a 83.3 Hz.





**Figura 5-22. Influencia del desplazamiento volumétrico del expander en la (a) potencia mecánica, (b) rendimiento isentrópico del expander, (c) rendimiento efectivo de la primera ley y (d) rendimiento térmico.**

Los resultados obtenidos muestran que el utilizar expandores que desplazan una mayor cantidad de amoníaco favorece la producción de potencia mecánica, ya que expanden una mayor cantidad de caudal másico de amoníaco para producir la potencia mecánica, además el utilizar expandores de mayor desplazamiento favorece el rendimiento isentrópico global del expander.

## 5.6. Conclusiones

En este capítulo se realizó un estudio teórico sobre la integración del expander *scroll* en dos tipos de ciclos de absorción que producen potencia mecánica y refrigeración. En el primer tipo de ciclo corresponde al caso en que el sistema de producción de potencia mecánica (expansor) y el sistema de producción de frío (enfriador) se encuentran asociados en serie y utilizan la misma corriente de amoníaco. El segundo tipo de ciclos es cuando se produce la potencia mecánica y refrigeración en paralelo, concluyendo que este tipo de ciclos pueden adaptarse mejor a la necesidad de potencia mecánica y refrigeración, ya que pueden producir solo potencia, solo refrigeración o ambas de forma simultánea.

En los ciclos que utilizan la mezcla  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , aumentar la concentración del vapor de amoníaco y evitar el proceso de recalentamiento del vapor que entra al expansor es beneficioso para la producción de frío.

El uso de mezclas que utilizan absorbentes no volátiles ( $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$ ) evita el proceso de rectificación del vapor de amoníaco que sale del generador y requiere menores temperaturas de activación del ciclo. Sin embargo la temperatura del amoníaco que entra al expansor es igual a la de generación del vapor de amoníaco, haciendo que el ciclo no pueda llegar a producir refrigeración alguna.

El aumentar el tamaño de los expansores aumenta la producción de potencia mecánica y producción de frío del ciclo.

Cuando se tienen relaciones de presión de los ciclos superiores a 5.0, se recomienda utilizar dos etapas de expansión, ya que mediante estas se logra obtener mayores rendimientos isentrópicos globales del sistema de expansión que utilizando únicamente una sola etapa de expansión.

Debido que utilizar expansores más grandes favorece el rendimiento isentrópico global de estos y también aumenta la producción de potencia mecánica, se propuso utilizar un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión y dos expansores TRSA012 asociados en paralelo en la segunda etapa de expansión, observándose que con esta configuración se podían llegar a obtener potencias mecánicas en torno a 29 kW con un rendimiento isentrópico global de la configuración del 77%.

Cuando se tienen asociaciones de expansores, las prestaciones de estas son dependientes de la relación de presiones y frecuencia de giro del expansor de la primera etapa de expansión, concluyendo que a través de un proceso de maximización del rendimiento isentrópico global se determinan las magnitudes de estas variables.

Las presiones de operación de este tipo de ciclos vienen fijadas por las temperaturas de evaporación y condensación del ciclo, lo cual hace que las presiones de operación del ciclo estén en el rango de 15 a 11 bar en la condensación y de 3 a 5 bar en la evaporación, concluyendo que para estos ciclos se puede utilizar únicamente una sola etapa de expansión.

El fluido de trabajo juega un papel fundamental en las prestaciones del ciclo, ya que utilizando las mezclas  $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$  y  $\text{NH}_3/\text{NaSCN}$  se obtienen mejores temperaturas de activación del ciclo, mayores temperaturas de condensación y se logran

temperaturas de evaporación más bajas, lo cual permite utilizar este tipo de ciclos en aplicaciones solares, con disipación de calor seca y trabajar a temperaturas de evaporación relativamente bajas.

Debido que la relación de presiones de estos ciclos viene limitada por las temperaturas de condensación y evaporación, no se considera utilizar varias etapas de expansión, sin embargo si se requiere producir más potencia mecánica se deben utilizar expansores con mayor desplazamiento volumétrico o expansores asociados en paralelo.

# Capítulo 6

## Conclusiones y perspectivas

### 6.1. Conclusiones

Del estudio teórico-experimental realizado en esta tesis, sobre el comportamiento de un expansor scroll de pequeña potencia para su integración en sistemas de refrigeración por absorción, se han llegado a las siguientes conclusiones:

1. De la revisión bibliográfica realizada sobre los sistemas de absorción y los dispositivos de expansión disponibles comercialmente, se desprende que los compresores tipo scroll, como el modelo Sanden TRSA05, pueden adaptarse fácilmente para operar como expansores con amoníaco, y por lo tanto pueden ser utilizados en sistemas de refrigeración por absorción de pequeña potencia para la producción de energía mecánica.
2. Los ensayos realizados con el expansor seleccionado operando con aire y con amoníaco han permitido caracterizar su funcionamiento y obtener la potencia mecánica, y los rendimientos volumétrico, mecánico e isentrópico del mismo,

para distintas condiciones de lubricación, presiones y temperaturas del fluido a la entrada, relaciones de presión y frecuencias de giro. De todo ello puede concluirse que las mejores prestaciones de este expansor se pueden obtener para grados de lubricación del 2%, frecuencias de giro de 50 Hz, presiones de entrada de 1400 kPa, relación de presiones de 1.95 y temperaturas de entrada de 335 K, pudiéndose alcanzar una potencia mecánica máxima con el expansor Sanden TRSA05 de hasta 958 W, trabajando con amoníaco.

3. El modelo del expansor estudiado, está basado en un proceso de expansión que consta de un proceso isentrópico seguido de un proceso isocórico, modelizando las fugas del fluido entre las espirales como un flujo isentrópico a través de una tobera convergente. Este modelo ha permitido calcular la potencia mecánica neta, el caudal másico y la temperatura de salida del fluido a partir de la presión y temperatura del fluido a la entrada, la relación de presiones y la frecuencia de giro, con desviaciones inferiores al  $\pm 9\%$ ,  $\pm 5\%$  y  $\pm 4$  K, respectivamente. Adicionalmente, utilizando este modelo se obtuvieron las prestaciones de los expansores de mayor desplazamiento volumétrico TRSA09 y TRSA012, que alcanzan hasta 12.3 kW y 17.5 kW de potencia mecánica, respectivamente.
4. Del estudio realizado mediante la simulación termodinámica para la integración del sistema de expansión en ciclos de refrigeración por absorción se ha concluido que:
  - Para ciclos de simple efecto, en que la relación de presiones es inferior a 5, el proceso de expansión puede realizarse con este tipo de expansores mediante una sola etapa. Utilizando el expansor TRSA05, se puede llegar a producir una potencia mecánica de hasta 2.5 kW y una capacidad de refrigeración de 30 kW a  $-5$  °C, con un consumo térmico de 100 kW a 90 °C.
  - Para ciclos en que la relación de presiones es superior a 5, el sistema de expansión puede realizarse en varias etapas, con combinaciones de expansores en serie o serie-paralelo. Así, la asociación de un expansor TRSA012 en la primera etapa de expansión y dos expansores TRSA012 en paralelo en la segunda permite producir potencias

mecánicas en torno a 29 kW con una capacidad de refrigeración de 29 kW a 15 °C, utilizando una fuente de calor de 253 kW a 130 °C.

- Las prestaciones de los ciclos de absorción dependen del fluido de trabajo utilizado. Utilizando mezclas de amoníaco con absorbentes no volátiles, tales como  $\text{LiNO}_3$  o  $\text{NaSCN}$  se evita la etapa de purificación del vapor en el generador, y se requieren en comparación con la mezcla  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , temperaturas más bajas de activación. Por ello, estos sistemas son idóneos para aplicaciones solares de baja y media temperatura, con disipación de calor seca y refrigeración a baja temperatura.

## 6.2. Perspectivas futuras

De los resultados obtenidos en esta tesis se pueden derivar futuras líneas de actuación, con el fin de:

- Validar la aplicación del modelo a expansores de mayor desplazamiento volumetrico de la gama Sanden TRSA.
- Generalizar el modelo y los parametros semi-empiricos obtenidos para el expansor TRSA05 para diferentes fluidos de trabajo.
- Estudiar el efecto del lubricante en el proceso de absorcion y diseñar un sistema adecuado de separacion de aceite.
- Diseñar, dimensionar y optimizar el sistema de conversion de energia mecánica a energia eléctrica, asi como los acoplamientos fisicos cuando se tienen asociaciones de expansores.
- Integrar el sistema de expansion en un sistema experimental de absorción para la producción de energia mecánica.



# Capítulo 7

## Referencias Bibliográficas





- [1] Comisión Europea, *Perspectivas de la evolución mundial hasta 2030 en los ámbitos de la energía, la tecnología y la política climática*, (2003).
- [2] IDAE, *Plan de acción nacional de energías renovables de España (PANER) 2011 - 2020*, (2010).
- [3] R.B. Peterson, H. Wang, T. Herron, Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 222 (3) (2008) 271-282.
- [4] A.S. Rattner, S. Garimella, Energy harvesting, reuse and upgrade to reduce primary energy usage in the USA, *Energy*. 36 (10) (2011) 6172-6183.
- [5] J.D. Maloney, R. Robertson, *Thermodynamic Study of Ammonia- Water Heat Power Cycles*, (1953).
- [6] A.I. Kalina, Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 106 (4) (1984) 737-742.
- [7] D.S. Ayou, J.C. Bruno, R. Saravanan, A. Coronas, An overview of combined absorption power and cooling cycles, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 21 (0) (2013) 728-748.
- [8] U. Jakob, K. Spiegel, W. Pink, Development and experimental investigation of a novel 10 kW ammonia/water absorption chiller-Chillii PSC – for air-conditioning and refrigeration systems, (2008).
- [9] D.Y. Goswami, Solar Thermal Power: Status of Technologies and Opportunities for Research, Heat and Mass Transfer '95, *Proceedings of the 2nd ASME-ISHMT Heat and Mass Transfer Conference*. (1995) 57 - 60.
- [10] F. Xu, D. Yogi Goswami, S. S. Bhagwat, A combined power/cooling cycle, *Energy*. 25 (3) (2000) 233-246.
- [11] S. Vijayaraghavan, D.Y. Goswami, On Evaluating Efficiency of a Combined Power and Cooling Cycle, *Journal of Energy Resources Technology*. 125 (3) (2003) 221-227.
- [12] G. Tamm, D.Y. Goswami, A Novel Combined Power and Cooling Thermodynamic Cycle for Low Temperature Heat Sources: Part II --- Experimental Investigation, *ASME Conference Proceedings*. 2002 (16893) (2002) 39-46.
- [13] S. Lu, D.Y. Goswami, Optimization of a Novel Combined Power/Refrigeration Thermodynamic Cycle, *Journal of Solar Energy Engineering*. 125 (2) (2003) 212-217.
- [14] A.A. Hasan, D.Y. Goswami, S. Vijayaraghavan, First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source, *Solar Energy*. 73 (5) (2002) 385-393.
- [15] A.A. Hasan, D.Y. Goswami, Exergy Analysis of a Combined Power and Refrigeration Thermodynamic Cycle Driven by a Solar Heat Source, *Journal of Solar Energy Engineering*. 125 (1) (2003) 55-60.

- [16] G.O. Tamm, Experimental investigation of an ammonia-based combined power and cooling cycle, (2003).
- [17] D.C. Erickson, G. Anand, I. Kyung, Heat-Activated Dual-Function Absorption Cycle, ASHRAE Transactions, Vol. 110 Issue 1., (2004) 515.
- [18] Y. Amano, T. Suzuki, T. Hashizume, M. Akiba, Y. Tanzawa, A. Usui, A Hybrid Power Generation and Refrigeration Cycle with Ammonia-Water Mixture, Proceedings of 2000 Joint Power Generation Conf., ASME (JPGC2000-15058) (2000) 1-6.
- [19] K. Takeshita, Y. Amano, T. Hashizume, Demonstration of a Hybrid Power and Refrigeration Ammonia-Water Cycle, ASME Conference Proceedings. 2006 (42398) (2006) 469-474.
- [20] F. Ziegler, Novel cycle for power and refrigeration. In: 1st European conference on polygeneration, 2007.
- [21] N. Zhang, N. Lior, Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration, Journal of Energy Resources Technology. 129 (3) (2007) 254-265.
- [22] J. Wang, Y. Dai, L. Gao, Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle, Applied Energy. 85 (11) (2008) 1071-1085.
- [23] M. Liu, N. Zhang, Proposal and analysis of a novel ammonia-water cycle for power and refrigeration cogeneration, Energy. 32 (6) (2007) 961-970.
- [24] D. Zheng, B. Chen, Y. Qi, H. Jin, Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle, Applied Energy. 83 (4) (2006) 311-323.
- [25] N. Zhang, N. Lior, Methodology for thermal design of novel combined refrigeration/power binary fluid systems, International Journal of Refrigeration. 30 (6) (2007) 1072-1085.
- [26] J. Wang, Y. Dai, T. Zhang, S. Ma, Parametric analysis for a new combined power and ejector-absorption refrigeration cycle, Energy. 34 (10) (2009) 1587-1593.
- [27] B. Kiani, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Thermodynamic analysis of load-leveling hyper energy converting and utilization system, Energy. 33 (3) (2008) 400-409.
- [28] C.P. Jawahar, R. Saravanan, J.C. Bruno, A. Coronas, Simulation studies on gas based Kalina cycle for both power and cooling applications, Applied Thermal Engineering. 50 (2) (2013) 1522-1529.
- [29] R. Zanelli, D. Favrat, Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator. (1994).
- [30] C. Martin, Study of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. Ph.D thesis. Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Florida, USA, (2004).
- [31] J. Harada, Development of a Small Scale Scroll Expander, Master Thesis. (2010).

- [32] G. Demirkaya, R. Vasquez Padilla, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, M.M. Rahman, Analysis of a combined power and cooling cycle for low-grade heat sources, *International Journal of Energy Research*. 35 (13) (2011) 1145-1157.
- [33] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*. 22 (7) (1997) 661-667.
- [34] O.E. Balje, *Turbomachines: A Guide to Design Selection and Theory*, John Wiley & Sons 1981.
- [35] J. Bao, L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 24 (0) (2013) 325-342.
- [36] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori, Design and testing of the Organic Rankine Cycle, *Energy*. 26 (3) (2001) 239-251.
- [37] V.M. Nguyen, P.S. Doherty, S.B. Riffat, Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system, *Applied Thermal Engineering*. 21 (2) (2001) 169-181.
- [38] W. Yagoub, P. Doherty, S.B. Riffat, Solar energy-gas driven micro-CHP system for an office building, *Applied Thermal Engineering*. 26 (14-15) (2006) 1604-1610.
- [39] N. Inoue, A. Kaneko, H. Watanabe, T. Uchimura, K. Irie, Development of electric power generation unit driven by waste heat (study on working fluids and expansion turbines), *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 3 (2007) 927-938.
- [40] S.H. Kang, Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid, *Energy*. 41 (1) (2012) 514-524.
- [41] G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, J. Ji, Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle, *Energy*. 36 (5) (2011) 3215-3223.
- [42] J. Li, G. Pei, Y. Li, D. Wang, J. Ji, Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures, *Energy*. 38 (1) (2012) 85-95.
- [43] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume, V. Lemort, Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines, *Proceedings of the 21st International Compressor Conference at Purdue*. (2012).
- [44] V. Lemort, S. Quoilin, J. Lebrun, Numerical Simulation of a Scroll Expander for Use in a Rankine Cycle, *International Compressor Engineering Conference*. (Paper 1902) (2008).
- [45] J. Nickl, G. Will, H. Quack, W.E. Kraus, Integration of a three-stage expander into a CO<sub>2</sub> refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*. 28 (8) (2005) 1219-1224.
- [46] K. Tojo, T. Kan, A. Arai, Dynamic behavior of sliding vane in small rotary compressors, *Purdue Compressor Technology Conference*. (1978) 29-35.

- [47] P. Shu, B. Guo, L. Li, J. Hu, Influence of Vane Slot Back Pressure on the Characteristic of Vane Motion in Rotary Vane Compressor, Purdue Compressor Technology Conference. (1998) 415-421.
- [48] M. Fukuta, T. Yanagisawa, Performance Prediction of Vane Type Expander for CO<sub>2</sub> Cycle, International Congress of Refrigeration. School of Mechanical Engineering, Purdue University, Washington, D.C. (2003).
- [49] B. Yang, X. Peng, Z. He, B. Guo, Z. Xing, Experimental investigation on the internal working process of a CO<sub>2</sub> rotary vane expander, Applied Thermal Engineering. 29 (11–12) (2009) 2289-2296.
- [50] O. Badr, P.W. O'Callaghan, S.D. Probert, Multi-vane expander performance: Breathing characteristics, Applied Energy. 19 (4) (1985) 241-271.
- [51] O. Badr, P.W. O'Callaghan, S.D. Probert, Multi-vane expanders: Geometry and vane kinematics, Applied Energy. 19 (3) (1985) 159-182.
- [52] O. Badr, S.D. Probert, P.W. O'Callaghan, Multi-vane expanders: Internal-leakage losses, Applied Energy. 20 (1) (1985) 1-46.
- [53] L. Hu, F. Pang, Z. Wang, W. Fan, C. Lu, Theoretical and experimental studies on the characteristics of helical screw expander for low to moderate temperature energy power generation. Journal of Engineering Thermophysics. 10 (4) (1989) 351.
- [54] I. Smith, N. Stosic, A. Kovacevic, Power recovery from low cost two-phase expanders, Centre for Positive Displacement Compressor Technology. (2010).
- [55] X.D. Wang, L. Zhao, J.L. Wang, W.Z. Zhang, X.Z. Zhao, W. Wu, Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa, Solar Energy. 84 (3) (2010) 353-364.
- [56] G. Haiqing, M. Yitai, L. Minxia, Some design features of CO<sub>2</sub> swing piston expander, Applied Thermal Engineering. 26 (2–3) (2006) 237-243.
- [57] H.C. Sung, Tribological characteristics of various surface coatings for rotary compressor vane, Wear. 221 (2) (1998) 77-85.
- [58] T. Saitoh, N. Yamada, S. Wakashima, Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander, Journal of Environment and Engineering. 2 (4) (2007) 708-719.
- [59] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering. 29 (14–15) (2009) 3094-3102.
- [60] S. Quoilin, V. Lemort, J. Lebrun, Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander, Applied Energy. 87 (4) (2010) 1260-1268.
- [61] V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin, Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. (2011).

- [62] T. Yanagisawa, M. Fukuta, Y. Ogi, T. Hikichi, Performance of an oil-free scroll type air expander, Proc. Of the ImechE Conf. Trans. On compressors and their systems. (2001) pp. 167-174.
- [63] B. Aoun, D. Clodic, Theoretical and experimental study of an oil-free scroll type vapor expander, Proceedings of the Compressor Engineering Conference at Purdue. (Paper 1188) (2008).
- [64] J. Reed, Study of the feasibility and energy savings of producing and pre-cooling hydrogen with a 5-kW ammonia based combined power/cooling cycle, (2004).
- [65] G. Xiaojun, L. Liansheng, Z. Yuanyang, Pengcheng, S., Shen, J., Research on a Scroll Expander Used for Recovering Work in a Fuel Cell, International Journal of Thermodynamics. 7 (1) (2010).
- [66] J.A. Mathias, J. Johnston Jon R., J. Cao, D.K. Priedeman, R.N. Christensen, Experimental Testing of Gerotor and Scroll Expanders Used in, and Energetic and Exergetic Modeling of, an Organic Rankine Cycle, Journal of Energy Resources Technology. 131 (1) (2009) 012201.
- [67] H. Wang, R.B. Peterson, T. Herron, Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 223 (7) (2009) 863-872.
- [68] H.J. Kim, J.M. Ahn, I. Park, P.C. Rha, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 221 (5) (2007) 705-711.
- [69] D. Manolakos, G. Papadakis, S. Kyritsis, K. Bouzianas, Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination, Desalination. 203 (1-3) (2007) 366-374.
- [70] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering. 29 (14-15) (2009) 3094-3102.
- [71] L. Guangbin, Z. Yuanyang, L. Liansheng, S. Pengcheng, Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air, Applied Thermal Engineering. 30 (14-15) (2010) 2073-2079.
- [72] G. Qiu, H. Liu, S. Riffat, Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle, Applied Thermal Engineering. 31 (16) (2011) 3301-3307.
- [73] A.D. Reid, Low temperature power generation using HFE-7000 in a Rankine cycle, (2010).
- [74] J. Wang, X. Luo, L. Yang, L. Shpanin M., N. Jia, S. Mangan, et al., Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part II, IEEE-ASME Transactions on Mechatronics. 16 (1) (2011) 122-132.
- [75] W. Wang, Y. Wu, C. Ma, L. Liu, J. Yu, Preliminary experimental study of single screw expander prototype, Applied Thermal Engineering. 31 (17-18) (2011) 3684-3688.

- [76] E.W. Lemmon, R.T. Jacobsen, S.G. Penoncello, D.G. Friend, Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. 29 (3) (2000) 331-385.
- [77] R. Tillner Roth, F. Harms Watzenberg, H.D. Baehr, Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniakm, *Proc. 20th DKV-Tagung Heidelberg*. II (1993) 167.
- [78] B.N. Taylor, C.E. Kuyatt, Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, (1994).
- [79] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume, V. Lemort, Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid, *Energy*. 55 (0) (2013) 173-183.
- [80] E. Winandy, C. Saavedra O, J. Lebrun, Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor, *International Journal of Thermal Sciences*. 41 (2) (2002) 183-192.
- [81] E.H.M. Kane, *Integration et optimisation thermoeconomique & environomique de centrales thermiques solaires hybrides*, (2002).
- [82] E. Winandy, C. Saavedra O, J. Lebrun, Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor, *International Journal of Thermal Sciences*. 41 (2) (2002) 183-192.
- [83] E. Morishita, M. Sugihara, T. Inaba, T. Nakamura, Scroll compressor analytical model. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference*. (1984) 487-495.
- [84] J.L. Caillat, S. Ni, M. Daniels, A computer model for scroll compressors. (1988).
- [85] M.C. Cheng, T. Yanagisawa, M. Fukuta, T. Shimizu, Optimum operating pressure ratios for scroll compressors, *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B*. 55 (513) (1989) 1318-1323.
- [86] Y. Chen, N.P. Halm, E.A. Groll, J.E. Braun, Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling, *International Journal of Refrigeration*. 25 (6) (2002) 731-750.
- [87] Jihong Wang, Li Yang, Xing Luo, S. Mangan, J.W. Derby, Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part I, *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*. 16 (1) (2011) 112-121.
- [88] V. Lemort, Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes, (2008).
- [89] Sanden, TRSA09 Performance chart, [www.sanden.com/](http://www.sanden.com/).
- [90] Sanden, TRSA012 Performance chart, [www.sanden.com/](http://www.sanden.com/).

- [91] J.-. Persson, Performance mapping vs design parameters for screw compressors and other displacement compressor types, 859 (1990).
- [92] O.M. Ibrahim, S.A. Klein, Absorption power cycles, *Energy*. 21 (1) (1996) 21-27.
- [93] S. Libotean, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, A. Coronas, Vapor-liquid equilibrium of ammonia + lithium nitrate + water and ammonia + lithium nitrate solutions from (293.15 to 353.15) K, *Journal of Chemical and Engineering Data*. 52 (3) (2007) 1050-1055.
- [94] S. Libotean, A. Martín, D. Salavera, M. Valles, X. Esteve, A. Coronas, Densities, viscosities, and heat capacities of ammonia + lithium nitrate and ammonia + lithium nitrate + water solutions between (293.15 and 353.15) K, *Journal of Chemical and Engineering Data*. 53 (10) (2008) 2383-2388.
- [95] S.K. Chaudhari, D. Salavera, A. Coronas, Densities, viscosities, heat capacities, and vapor-liquid equilibria of ammonia + sodium thiocyanate solutions at several temperatures, *Journal of Chemical and Engineering Data*. 56 (6) (2011) 2861-2869.





# **Anexos**

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN

Luis Carlos Mendoza Toledo

Dipòsit Legal: ~~T. 1481-2018~~ *Tesis Doctoral, Luis Carlos Mendoza Toledo*

---

# Anexo A

## Datos experimentales obtenidos en los ensayos realizados con aire.



**Tabla A - 1. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor utilizando aire como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)	$P_{\text{rot}}$ bar (abs)	$T_{\text{rot}}$ (°C)	$\dot{V}_{\text{rot}}$ (m <sup>3</sup> /h)
3.0	1.05	64.3	23.5	301	2.70	0.00	3.16	25.5	4.97
3.0	1.05	60.4	20.7	301	2.65	0.05	3.06	26.9	4.14
3.0	1.07	54.5	14.6	301	2.50	0.06	3.05	26.9	3.86
3.0	1.05	51.6	12.3	301	2.50	0.11	3.02	27.1	3.73
3.0	1.05	56.4	11.1	301	2.65	0.16	3.05	26.1	3.59
3.0	1.04	56.2	11.1	301	2.70	0.27	3.04	26.8	3.59
3.0	1.04	55.6	11.7	301	2.80	0.30	3.03	27.1	3.59
3.0	1.05	55.2	11.7	301	2.80	0.39	3.01	27.0	3.45
3.0	1.06	66.9	19.5	400	2.70	0.00	3.14	25.0	5.38
3.0	1.07	65.1	15.9	400	2.70	0.05	3.07	26.0	4.89
3.0	1.07	62.1	13.8	400	2.60	0.10	3.06	26.2	4.50
3.0	1.07	60.9	12.5	400	2.50	0.17	3.07	27.8	4.42
3.0	1.06	59.6	12.7	400	2.50	0.24	3.07	28.0	4.42
3.0	1.07	59.5	12.1	400	2.40	0.34	3.07	28.0	4.33
3.0	1.06	59.5	11.9	400	2.40	0.44	3.02	27.4	4.28
3.0	1.07	58.2	12.0	400	2.40	0.54	3.02	28.3	4.14
3.0	1.06	71.0	23.9	500	2.13	0.00	3.15	30.2	6.07
3.0	1.05	70.0	21.3	500	2.35	0.03	3.13	29.7	5.80
3.0	1.05	67.2	18.2	500	2.30	0.11	3.07	29.2	5.52
3.0	1.05	66.2	17.5	500	2.20	0.19	3.06	29.1	5.24
3.0	1.06	65.1	17.0	500	2.15	0.32	3.02	29.8	4.97
3.0	1.05	64.1	17.2	500	2.15	0.43	3.04	28.3	4.97
3.0	1.05	63.9	16.8	500	2.05	0.35	3.05	29.4	4.97
3.0	1.05	61.7	16.8	500	2.05	0.63	3.07	28.6	4.97

**Tabla A - 2. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la temperatura de entrada del aire en las prestaciones del expansor.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)	$P_{\text{rot}}$ bar (abs)	$T_{\text{rot}}$ (°C)	$\dot{V}_{\text{rot}}$ (m <sup>3</sup> /h)
2.77	1.13	21.8	3.4	669	1.70	0.13	3.12	28.5	7.45
2.79	1.13	39.7	12.2	669	2.15	0.13	3.17	28.0	6.90
2.80	1.07	45.1	18.2	665	2.25	0.13	3.18	27.9	6.62
2.79	1.13	15.7	-0.6	667	1.40	0.13	3.15	26.3	7.18
2.81	1.15	11.6	-2.7	667	1.17	0.13	3.10	28.7	6.90
2.78	1.13	29.2	8.1	669	2.10	0.13	3.23	26.7	7.18
2.80	1.20	45.6	18.6	665	2.00	0.13	3.23	26.5	6.62
2.80	1.07	45.1	18.2	665	2.25	0.13	3.18	27.9	6.62
2.77	1.14	20.3	2.5	669	1.60	0.13	3.10	28.0	7.45
2.78	1.13	48.0	14.8	669	2.40	0.13	3.21	26.9	6.76
2.81	1.10	46.6	18.2	665	2.18	0.13	3.16	29.2	6.49
2.78	1.13	32.4	9.8	669	2.10	0.13	3.18	25.8	7.18
3.30	1.17	48.2	15.5	667	3.20	0.13	3.69	27.0	6.62
3.26	1.15	27.1	3.2	667	2.80	0.13	3.70	31.4	7.45
3.18	1.16	54.9	22.9	667	3.20	0.13	3.69	32.7	8.14
3.18	1.20	31.3	5.4	667	2.90	0.13	3.80	22.0	8.56
3.21	1.32	15.2	1.5	665	1.80	0.13	3.59	28.4	8.56
3.25	1.15	26.5	3.9	663	2.60	0.13	3.57	31.2	7.73
3.27	1.16	18.4	-2.0	669	2.30	0.13	3.69	27.5	7.45
3.24	1.12	32.6	7.4	667	3.05	0.13	3.78	30.0	7.59
3.73	1.17	33.0	1.0	669	3.75	0.13	4.20	32.4	7.73
3.73	1.18	18.9	-2.4	667	3.20	0.13	4.13	32.0	8.14
3.72	1.20	12.9	-4.3	667	2.80	0.13	4.22	32.6	8.28
3.73	1.17	21.4	-1.3	667	3.47	0.13	4.20	32.0	8.00
3.68	1.33	48.6	11.3	667	3.60	0.13	4.26	25.4	8.28
3.71	1.20	16.6	-3.7	671	3.10	0.13	4.24	31.6	8.28
3.63	1.20	55.7	21.5	665	3.70	0.13	4.14	27.7	8.83
3.73	1.18	14.2	-5.3	669	2.80	0.13	4.18	30.1	8.14

**Tabla A - 3. Datos experimentales obtenidos en los ensayos para determinar la influencia relación de presiones en las prestaciones del expansor, utilizando aire como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)	$P_{\text{rot}}$ bar (abs)	$T_{\text{rot}}$ (°C)	$\dot{V}_{\text{rot}}$ (m <sup>3</sup> /h)
2.86	1.06	40.5	10.6	500	2.55	0.13	3.17	26.5	5.52
2.86	1.06	40.5	10.6	500	2.55	0.13	3.17	26.5	5.52
2.85	1.07	44.1	9.6	501	2.50	0.13	3.21	21.7	5.80
2.84	1.07	39.1	6.6	501	2.40	0.13	3.20	19.0	6.07
2.83	1.09	40.0	8.7	500	2.50	0.13	3.17	26.6	6.07
2.83	1.09	40.0	8.7	500	2.50	0.13	3.17	26.6	6.07
2.85	1.10	24.1	4	501	2.20	0.13	3.11	25.5	6.07
2.85	1.10	29.3	5.4	501	2.30	0.13	3.10	26.5	6.07
2.85	1.12	27.6	4.1	501	2.20	0.13	3.12	26.6	6.07
2.87	1.20	41.4	13.2	500	2.20	0.13	3.14	27.0	5.46
2.87	1.50	42.7	17.4	500	1.60	0.13	3.19	26.2	5.38
3.32	1.50	16.5	1.3	501	1.95	0.13	3.63	29.3	6.62
3.32	1.40	16.1	-1.3	501	2.43	0.13	3.69	28.8	6.62
3.32	1.13	15.8	-3.4	501	2.78	0.13	3.66	28.1	6.62
3.32	1.16	16.2	-3.2	501	2.80	0.13	3.64	27.9	6.62
3.34	1.13	18.4	-1.9	501	2.50	0.13	3.60	26.2	6.35
3.35	1.15	19.1	-4.6	500	2.60	0.13	3.62	26.3	6.07
3.33	1.15	22.2	-2.9	500	3.05	0.13	3.70	25.3	6.35
3.32	2.20	34.6	24.8	499	0.80	0.13	3.51	30.1	6.62
3.32	1.87	32.9	17.9	497	1.60	0.13	3.57	28.5	6.49
3.34	1.50	31.8	11.1	500	2.30	0.13	3.53	29.4	6.21
3.34	1.30	31.9	8.4	500	2.85	0.13	3.55	30.1	6.21
3.34	1.12	30.8	0.8	500	3.40	0.13	3.77	27.6	6.07
3.32	2.35	38.8	27	500	0.50	0.13	3.68	29.7	6.35
3.34	1.13	33.2	6.7	500	3.20	0.13	3.55	28.8	6.21
3.34	1.13	33.2	6.7	500	3.20	0.13	3.55	28.8	6.21
3.32	1.84	36.7	17.8	497	1.80	0.13	3.72	28.9	6.35
3.34	1.10	32.6	2.2	503	3.00	0.13	3.60	29.0	6.07
3.33	1.50	35.7	11.7	500	2.70	0.13	3.75	28.7	6.07
3.33	1.30	34.5	6.5	500	3.06	0.13	3.75	27.9	6.07
3.33	1.10	45.7	13.3	503	3.40	0.13	3.56	29.7	6.07
3.34	1.10	46.3	14.9	503	3.40	0.13	3.50	30.6	6.07
3.33	1.10	50.2	16.2	503	3.50	0.13	3.57	30.9	6.07
3.28	1.12	53.2	23	501	3.65	0.13	3.63	31.4	6.90
3.30	1.07	53.2	22.4	501	3.60	0.13	3.60	31.2	6.62
3.75	1.15	53.6	20.6	501	4.10	0.13	4.03	31.0	7.45
3.82	1.15	33.1	-1.7	501	4.20	0.13	4.20	29.2	6.35
3.82	1.15	15.7	-5.6	503	3.60	0.13	4.21	24.7	6.62
3.82	1.18	21.9	-3.1	501	4.10	0.13	4.16	29.3	6.49
3.81	1.20	13.0	-4	500	3.20	0.13	4.10	32.0	6.90
3.78	1.25	46.4	10.2	503	4.30	0.13	4.26	24.4	6.90
3.80	1.30	12.7	-2.4	503	3.20	0.13	4.02	28.3	7.18



**Tabla A - 4. Datos experimentales obtenidos en los ensayos realizados para determinar la influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor trabajando con aire como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)	$P_{\text{rot}}$ bar (abs)	$T_{\text{rot}}$ (°C)	$\dot{V}_{\text{rot}}$ (m <sup>3</sup> /h)
2.86	1.06	40.5	10.6	500	2.55	0.13	3.17	26.5	5.52
2.78	1.13	48.0	14.8	669	2.40	0.13	3.21	26.9	6.76
2.72	1.17	41.3	14.4	833	1.90	0.13	3.23	29.6	7.73
2.64	1.1	53.2	30.6	999	1.75	0.13	3.35	29.8	8.56
2.55	1.13	54.6	31.4	1165	1.40	0.13	3.39	31.7	9.38
3.33	1.1	50.2	16.2	503	3.50	0.13	3.57	30.9	6.07
3.24	1.12	32.6	7.4	667	3.05	0.13	3.78	30.0	7.59
3.16	1.17	49.4	15.6	835	3.00	0.13	3.91	30.2	8.28
3.11	1.16	52.7	22.8	999	2.60	0.13	3.89	32.4	8.83
2.89	1.2	56.8	21.1	1167	2.20	0.13	4.12	23.4	10.76
3.78	1.25	46.4	10.2	503	4.30	0.13	4.26	24.4	6.90
3.68	1.33	48.6	11.3	667	3.60	0.13	4.26	25.4	8.28
3.57	1.2	29.7	5.0	833	3.60	0.13	4.37	33.7	9.66
3.50	1.25	56.5	20.4	999	3.40	0.13	4.47	25.5	9.94
3.33	1.27	58.1	20.4	1167	2.90	0.13	4.61	23.5	11.32

# Anexo B

Datos experimentales  
obtenidos en los ensayos  
realizados con amoníaco.



**Tabla B-1. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la lubricación en las prestaciones del expansor utilizando amoniaco como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$\dot{m}_{\text{coriolis}}$ (kg/h)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)
10.06	7.03	80.0	62.4	34.63	489	3.91	0.00
10.14	6.98	77.7	56.1	29.12	489	4.60	0.49
10.13	6.98	77.6	55.2	28.96	489	4.69	0.97
10.13	6.98	77.2	54.6	28.46	489	4.61	1.46
10.12	6.98	77.1	54.1	28.26	489	4.59	1.95
10.09	6.97	77.1	53.9	28.06	489	4.59	2.44
10.13	7.01	81.3	62.2	39.67	651	3.83	0.00
9.93	6.84	79.9	58.4	34.65	651	4.08	0.24
9.99	6.83	79.3	56.5	33.57	651	4.26	0.97
10.03	6.84	79.1	55.8	33.28	651	4.24	1.46
10.01	6.81	79.1	55.3	33.08	651	4.29	1.95
9.99	6.79	78.8	54.9	32.69	651	4.28	2.44
9.99	7.04	82.0	64.2	43.22	811	2.90	0.00
9.99	6.94	81.1	60.8	39.51	811	3.46	0.49
10.01	6.95	81.3	60.8	39.33	811	3.39	0.97
9.99	6.91	81.3	60.6	38.81	811	3.39	1.46
10.02	6.94	81.1	60.1	38.95	811	3.39	1.95
9.99	6.94	79.7	60.2	38.66	811	3.38	2.44
9.91	7.10	72.4	67.8	47.34	975	2.06	0.00
10.12	7.03	73.6	63.9	45.59	975	2.90	0.49
10.16	7.07	73.6	63.8	45.43	975	2.80	0.97
10.13	7.04	77.6	64.0	45.34	975	2.66	1.46
10.13	7.06	77.7	63.9	45.27	975	2.63	1.95
10.13	7.04	79.7	64.0	45.16	975	2.50	2.44

**Tabla B-2. Datos experimentales obtenidos en los ensayos de la influencia de la temperatura de entrada del amoníaco en las prestaciones del expansor.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$\dot{m}_{\text{coriolis}}$ (kg/h)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)
12.91	6.54	87.0	58.4	40.82	487	11.26	0.97
12.94	6.50	61.1	29.0	40.71	487	11.44	0.97
12.95	6.51	72.1	41.4	42.05	487	11.43	0.97
12.97	6.53	79.4	49.7	41.70	487	11.42	0.97
13.03	6.60	62.2	29.3	47.38	647	10.37	0.97
13.04	6.67	84.3	54.2	47.36	647	10.20	0.97
13.07	6.62	73.1	41.4	47.71	647	10.40	0.97
13.07	6.65	57.4	24.1	47.55	647	10.35	0.97
13.09	6.67	83.2	51.7	53.24	811	9.69	1.22
13.10	6.70	91.1	60.5	52.38	811	9.64	1.22
13.11	6.67	62.1	28.4	54.21	811	9.74	1.22
13.12	6.68	68.2	35.1	54.27	811	9.73	1.22

**Tabla B-3. Datos experimentales obtenidos en los ensayos para determinar la influencia relación de presiones en las prestaciones del expansor, utilizando amoníaco como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$\dot{m}_{\text{coriolis}}$ (kg/h)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)
9.94	6.15	62.1	37.0	33.10	649	5.50	0.73
10.01	6.92	65.4	48.5	33.41	647	3.31	0.73
10.06	6.51	66.8	44.6	33.46	649	4.70	0.73
10.06	7.30	65.9	52.5	34.25	645	2.19	0.73
10.09	7.71	66.4	56.6	34.49	647	1.08	0.73
11.93	7.60	65.5	46.1	41.40	647	5.44	0.97
11.97	6.16	65.2	31.8	43.31	647	9.60	0.97
12.01	6.49	65.3	35.9	42.93	645	8.74	0.97
12.10	6.72	65.4	37.3	42.98	645	8.21	0.97
12.11	6.96	65.5	39.1	42.62	643	7.56	0.97
12.13	8.38	66.5	53.0	42.48	647	3.31	0.97
13.83	7.34	62.1	31.8	52.25	647	10.34	1.22
13.94	6.73	61.3	26.3	53.12	653	12.16	1.22
13.95	7.83	61.5	34.5	51.86	645	9.15	1.22
13.95	6.92	61.9	28.1	53.19	649	11.80	1.22
13.96	7.36	61.2	30.5	52.11	647	10.41	1.22
13.96	8.66	62.0	40.6	50.42	643	6.78	1.22
13.98	10.06	62.1	51.1	50.81	645	2.29	1.22
14.06	10.12	62.2	50.9	50.83	636	2.53	1.22

**Tabla B-4. Datos experimentales obtenidos en los ensayos realizados para determinar la influencia de la frecuencia de giro en las prestaciones del expansor trabajando con amoníaco como fluido de trabajo.**

$P_{\text{entrada}}$ bar (abs)	$P_{\text{salida}}$ bar (abs)	$T_{\text{entrada}}$ (°C)	$T_{\text{salida}}$ (°C)	$\dot{m}_{\text{coriolis}}$ (kg/h)	$N_{\text{freno}}$ (rev/min)	$\tau_{\text{freno}}$ (N.m)	$\dot{m}_{\text{lub}}$ (kg/h)
11.94	6.19	65.8	42.4	39.22	487	9.30	0.97
11.97	6.16	65.2	31.8	43.31	647	9.60	0.97
12.15	6.34	68.1	34.5	55.46	975	8.33	1.22
12.94	6.53	64.8	33.9	41.96	489	11.15	0.97
13.03	6.55	63.9	29.0	54.25	813	10.41	1.22
13.03	6.63	64.9	30.2	59.92	975	9.39	1.22
13.78	7.06	63.0	28.7	64.53	975	9.69	1.46
13.83	7.34	62.1	31.8	52.25	647	10.34	1.22
13.88	7.12	62.2	29.0	58.82	811	10.46	1.22
13.91	7.04	61.1	30.4	46.08	487	11.83	0.97
13.94	6.73	61.3	26.3	53.12	653	12.16	1.22
13.95	6.92	61.9	28.1	53.19	649	11.80	1.22
13.96	7.12	62.6	28.8	59.42	811	10.61	1.22



# Anexo C

Programa utilizado en EES  
para calcular y extrapolar las  
prestaciones del expansor  
*scroll*.





"Modelo semiempírico utilizado para calcular los parámetros semiempíricos del expansor, donde  $h$  (kJ/kg),  $T$  (°C),  $P$  (bar),  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>),  $m_{\dot{}}$  (kg/s),  $W_{\dot{}}$  (kW)"

"Conversion de caudal kg/hr a kg/s"

$m_{\dot{}}_{su} = m_{\dot{}}_{measured} / 3600$  "Caudal de entrada al expansor en kg/s"

"Cálculo de las propiedades termodinámicas del fluido a la entrada del expansor"

$h_{su} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T=T_{su}, P=P_{su})$

$s_{su} = \text{Entropy}(\text{Ammonia}, T=T_{su}, P=P_{su})$

$\rho_{su} = \text{Density}(\text{Ammonia}, T=T_{su}, P=P_{su})$

"Cálculo de las propiedades termodinámicas del fluido a la salida del expansor"

$h_{ex} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T=T_{ex}, P=P_{ex})$

$\rho_{ex} = \text{Density}(\text{Ammonia}, T=T_{ex}, P=P_{ex})$

$h_{s_{ex}} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, P=P_{ex}, s=s_{su})$

"Balance de masa a la entrada del expansor"

$m_{\dot{}}_{su} = m_{\dot{}}_{in} + m_{\dot{}}_{leak}$

"Propiedades termodinámicas del fluido que entra a la cámara de expansión"

$h_{su} = h_{in}$

$h_{su} = h_{leak}$

$s_{su} = s_{in}$

$s_{su} = s_{leak}$

$\rho_{su} = 1/v_{in}$

"Cálculo de caudal másico que llena la primera cámara del expansor y realiza trabajo"

$m_{\dot{}}_{in} = (V_{c_{in}} \cdot rps) \cdot v_{in}$

$rps = N_{freno} \cdot \text{ratio}_{poleas} / 60$  "frecuencia de giro del expansor"

$\text{ratio}_{poleas} = 3.08$  "relación de diámetros de las poleas"

$V_{c_{in}} = 28.3 / 1000000$  "Volumen de la cámara de aspiración del expansor"

"Determinación del área de fuga"

$m_{\dot{}}_{leak} = A_{leak} \cdot C_{neck} / v_{thr}$

"Cálculo de la velocidad del fluido en el cuello de la tobera"

$h_{leak} = h_{thr} + ((C_{neck}^2 / 2) / 1000)$

$v_{thr} = \text{Volume}(\text{Ammonia}, P=P_{thr}, h=h_{thr})$

$h_{thr} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, P=P_{thr}, s=s_{leak})$

$P_{thr} = \text{Max}(P_{crit}, P_{ex})$

$P_{crit} = P_{su} \cdot (2 / (\gamma_r + 1))^{\gamma_r / (\gamma_r - 1)}$

$\gamma_r = c_{p_{su}} / c_{v_{su}}$

$c_{p_{su}} = \text{Cp}(\text{Ammonia}, T=T_{su}, P=P_{su})$

$c_{v_{su}} = \text{Cv}(\text{Ammonia}, T=T_{su}, P=P_{su})$

"Cálculo de la potencia mecánica medida en el freno eléctrico"

$W_{\dot{}}_{total} = W_{\dot{}}_{shaft} + W_{\dot{}}_{loss}$

$W_{\dot{}}_{shaft} = (\text{par} \cdot w) / 60$

$w = (\text{rpm}^3 \cdot 2 \cdot \pi) / 1000$

$W_{\dot{}}_{loss} = -1.26662206E-01 + 5.17821047E-03 \cdot rps$

"Cálculo del rendimiento isentrópico global del expansor"

$\eta_{s_{global}} = W_{\dot{}}_{shaft} / (m_{\dot{}}_{su} \cdot (h_{su} - h_{s_{ex}}))$

"Cálculo del rendimiento volumétrico del expansor"

$$\eta_v = \dot{m}_{in} / \dot{m}_{su}$$
$$\eta_m = W_{dot\_shaft} / W_{dot\_total}$$

#### "Determinación del porcentaje másico de lubricación"

$$\text{Porcentaje\_lub} = ((\dot{m}_{lub} + \dot{m}_{su}) / \dot{m}_{su}) - 1 * 100$$
$$\dot{m}_{lub} = (Vol_{dot\_lub}) * \rho_{lub}$$
$$Vol_{dot\_lub} = ((Tasa_{lub} / 100) * \rho_{lub} / 3600)$$
$$Tasa_{lub} = 2.1 \text{ "l/h"}$$
$$\rho_{lub} = 0.87 \text{ "Densidad del aceite, kg/l"}$$

"=====Extrapolación del modelo=====

"Utilizando las variables de entrada ( $P_{su}$ ,  $T_{su}$ ,  $P_{ex}$  y  $N_{exp}$ ) y los parámetros semiempíricos obtenidos experimentalmente ( $A_{leak}$ ,  $V_{c\_in}$ ,  $R_v$  y  $W_{dot\_loss}$ ), se calcula las prestaciones del expansor ( $W_{dot\_shaft\_calc}$ ,  $\dot{m}_{dot\_su\_calc}$ , y  $T_{ex\_calc}$ )"

#### "Cálculo de la potencia mecánica"

$$W_{dot\_total\_calc} = \dot{m}_{dot\_in\_calc} * (W_{isoentropico} + W_{isobarico})$$
$$\dot{m}_{dot\_in\_calc} = (V_{c\_in} * rps) * v_{in}$$
$$W_{isoentropico} = h_{su} - h_{int}$$
$$W_{isobarico} = v_{int} * ((P_{in} - P[7]) * 100)$$

#### "Cálculo de la presión, entropía y volumen específico intermedio"

$$rv = V_{c\_in} / V_{c\_ex}$$
$$V_{c\_ex} = 53.9$$
$$rv = v_{su} / v_{int}$$
$$h_{int} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, s = s_{su}, v = v_{int})$$
$$P_{int} = \text{Pressure}(\text{Ammonia}, s = s_{su}, v = v_{int})$$

#### "Cálculo de la potencia neta del expansor"

$$W_{dot\_total\_calc} = W_{dot\_shaft\_calc} + W_{loss\_total}$$

#### "Cálculo del caudal másico de entrada al expansor"

$$\dot{m}_{dot\_su\_calc} = \dot{m}_{dot\_in\_calc} + \dot{m}_{dot\_leak\_calc}$$
$$\dot{m}_{dot\_su\_calc} = \dot{m}_{dot\_ex1}$$

#### "Determinación del caudal másico fugado a través de las holguras de los espirales"

$$\dot{m}_{dot\_leak\_calc} = A_{leak\_calc} * C_{neck} / v_{thr}$$

$$A_{leak\_calc} = -3.4174E+00 + 7.86E-04 * (P_{su}[1] * 100) + 1.39E-02 * (T_{su}[1] + 273.15) - 2.04E-02 * rps[1] + 3.48537127E-01 * rp[1] / 1000000$$

#### "Temperatura del fluido a la salida del expansor"

$$h_{ex2} = h_{in} - (W_{dot\_total\_calc} / \dot{m}_{dot\_in\_calc}) \text{ "Cálculo de la entalpia del fluido ex2"}$$

#### "Mezcla adiabática de las corrientes de salida de fuga y de la corriente expandida"

$$\dot{m}_{dot\_ex1} * h_{ex1} = \dot{m}_{dot\_leak\_calc} * h_{leak} + \dot{m}_{dot\_in\_calc} * h_{ex2}$$

#### "Aumento de entalpia por pérdidas mecánicas"

$$h_{ex} = h_{ex2} + (W_{loss\_total} / \dot{m}_{dot\_ex1}) \text{ "Calculo de la entalpia a la salida del expansor"}$$
$$h_{ex} = \text{Enthalpy}(\text{Ammonia}, T = T_{ex\_calc}, P = P_{ex})$$

# Anexo D

## Influencia del amoniaco en los materiales de fabricacion del expansor *scroll*.

En la Figura D-1 se presenta el estado final de los materiales del cual está construido el expansor posterior a su uso a lo largo de un año de ensayos con amoníaco, observándose que los materiales del cual está constituido y elastómeros no tuvieron problemas de corrosión alguna.

Sin embargo, las espirales del expansor sufrieron de un desgaste (ralladuras) ocasionado por los ensayos sin lubricación, lo cual hace que sea necesario lubricar el expansor, ya que esta juega un papel importante en la vida útil de estos componentes.



**Figura D - 1. Estado de los materiales de fabricación del expansor posterior a su funcionamiento con amoníaco.**