

AVANCES EN EL DESARROLLO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINAS DE CICLO STIRLING

L. Scollo^{1,2}, P. Valdez¹, J. Fritsch³, J. Barón¹

¹Grupo de Energía Solar - Instituto CEDIAC – Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Cuyo

²Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)

³Escuela Nacional de Ingenieros de Metz (ENIM)

C.C.405 C.P. 5500 – Mendoza - Tel. 0261-4135000 int 2108

e-mail: lscollo@cediac.uncu.edu.ar, pvaldez9@gmail.com, fritsch.julien@gmail.com

RESUMEN: El presente trabajo tiene como objetivo el diseño una máquina de ciclo Stirling mediante escalado y su posterior construcción, y ensayo. Se utiliza como herramienta de diseño termodinámico el programa de escalado de motores Stirling “pem” que permite la concepción de un motor de forma ágil y simple. Se detalla además los resultados obtenidos mediante el diseño mecánico asistido por computadora del motor que minimiza los tiempos y errores de fabricación y permite mejorar la comunicación entre los diseñadores y las personas del taller, facilitando el aporte de los mismos a las mejoras. Mediante esta técnica ha sido posible reducir notablemente las pérdidas a través de las juntas, la mejora en sellos estáticos y dinámicos y la configuración geométrica para minimizar espacios muertos. El ensayo preliminar como máquina frigorífica del motor construido muestra importantes mejoras respecto del anterior, logrando una temperatura de -23°C luego de 9 minutos.

Palabras clave: energía solar, termoeléctrica, software, diseño, Stirling.

INTRODUCCIÓN

Máquinas de ciclo Stirling

Las máquinas térmicas de ciclo Stirling aparecen en éstos tiempos cada vez con mayor frecuencia en trabajos de investigación relacionados con energía renovable o uso racional de energía. Esto se debe a sus importantes ventajas comparativas según el tipo de máquina térmica de que se trate.

El motor

Como motor, presenta la gran ventaja de que al ser de “combustión” o alimentación de calor externa es totalmente versátil en cuanto a la fuente energética utilizada. Es por ello que se observan equipos accionados con biomasa, energía solar, y derivados del petróleo. Calefacción

La bomba de calor para calefacción

Estos tipos de bombas son capaces transferir calor de una fuente de baja temperatura a otra de temperatura mayor mediante el aporte de trabajo mecánico. Este principio es el utilizado por los equipos actuales de aire acondicionado, pero la desventaja de los mismos es que es necesario utilizar refrigerantes como HCFC (R-22), HFC y otros. Aquí, las bombas de calor de ciclo Stirling pueden tener una importante ventaja al utilizar como fluidos de trabajo aire, nitrógeno o helio, todos ellos sin perjuicio al medioambiente. En este sentido, resultan de gran interés las posibilidades de aplicación del ciclo Stirling a bombas de calor geotérmicas, que absorben calor desde un serpentín enterrado y lo entregan al interior de un ambiente logrando coeficientes de performance (COP) de entre 2 y 5.

La bomba de calor para refrigeración

Las aplicaciones de máquinas de ciclo Stirling para refrigeración son variadas y tienen importancia sobre todo a bajas temperaturas (menores a -20°C) donde los ciclos tradicionales tienen bajo rendimiento. Sun Le'an et al. (2009) presentan un refrigerador Stirling fabricado a partir de un compresor de aire con COP máximo mayor a 1 para temperaturas entre -20 y -60 °C.

En este trabajo se presenta el rediseño y los primeros resultados de un motor construido en base a la metodología y las herramientas de diseño desarrolladas en Scollo y Valdez (2008). Además se mencionan algunos aspectos mecánicos de importancia y las soluciones adoptadas al respecto.

METODOLOGIA

La metodología de diseño utilizada es la detallada en el punto anterior. Luego del diseño termodinámico del equipo se realizó un estudio de diseño mecánico del mismo para solucionar problemas de estanqueidad y sellado. Con los datos de las experiencias prácticas se realimentarán las simulaciones.

DISEÑO TERMODINÁMICO

Escalado

El motor se ha diseñado por el método de escalado señalado en Scollo y Valdez (2008) con el programa ahora denominado “PEM” (Programa de Escalado de Motores Stirling) mostrado en la misma publicación. Este programa ha sido desarrollado a partir de la metodología propuesta en Organ A. J. (1997) e inspirado en la planilla de cálculo GCC de Tom Gentry.

El motor tomado como prototipo base para realizar el escalado fue el SOLO V-161. El motor que se pretendía fabricar es de una potencia de alrededor de 500 W, con una presión media de 0.66 MPa para no superar el valor máximo con que funcionaba normalmente la máquina de base que es un compresor de aire bicilíndrico. El volumen barrido también está fijado por la máquina base utilizada y es de 439.707 cm³. La velocidad angular se limitó a 830 rpm por el mismo motivo, pero en estudios mecánicos posteriores se observó que puede llegar sin problemas a 1500 rpm, aumentando sin embargo notablemente la potencia perdida.

A continuación se inserta una captura del programa mencionado con los detalles del diseño actual del motor:

PROGRAMA PARA EL DISEÑO MOTORES STIRLING POR MEDIO DE ESCALADO

INGRESO DE DATOS


Denominación de la máquina nueva **cediac02**

Elija el prototipo base (1-10) **2**

Prototipo elegido **SOLO V-161**

Tipo de motor prototipo **alfa bicilíndrico 90°**

Punto de operación **max potencia**



Punto de operación				Resultado
Concepto	Símbolo	Valores	Valores SI	
Potencia por circuito	P	W	0,00 W	428,22 W
presión de referencia	pref	0,66 Mpa	6,60E+05 Pa	0,66 Mpa
Volumen barrido	Vsw	439,707 cm ³	4,40E-04 m ³	439,71 cm ³
frecuencia	f	830 rpm	13,83 1/s	830,00 rpm
Número de Beale	Nb	0,10667	0,11	0,11
Ángulo de fase		90 °		90,00 °

Elección del Fluido de trabajo

Elección del fluido

- Helio **1 Helio**
- Nitrógeno
- Hidrógeno
- Aire


Temperatura de referencia

Tref **300 K**

Figura 1: Captura de pantalla con los detalles de datos ingresados al programa de diseño.

Los resultados del programa son las especificaciones de los intercambiadores que se muestran a continuación:

RESULTADOS: ESPECIFICACIONES FINALES DE LOS INTERCAMBIADORES



Intercambiador de compresión Tubular		
Número de Tubos	Tn_{xc}^d	43
Longitud de tubos	L_{xc}^d	181 mm
Diámetro de tubos	d_{xc}	3,45 mm

Pto. Operación	
P	428,22 W
pref	0,66 Mpa
Vsw	439,71 cm ³
f	830,00 rpm
Nb	0,11
alfa	90,00 °

Intercambiador de expansión		
Número de tubos	Tn_{xe}^d	10
Longitud de tubos	L_{xe}^d	446,20 mm
Diámetro de tubos	d_{xe}	4,35 mm

Regenerador	
Longitud del regenerador	54,256 mm
Radio hidráulico de pasajes del regenerador	0,117 mm
Área de flujo libre regenerador	2474,245 mm ²
Diámetro de alambres de la malla de regen.	0,211 mm
Número Mesh de la malla de alambre	1,874
Número de capas de malla	128,824
Área de mallas del regenerador	3585,863 mm ²
Diámetro de mallas del regenerador	67,570 mm

Figura 2: Captura de pantalla con las especificaciones finales de los intercambiadores

DISEÑO MECÁNICO Y CONSTRUCCIÓN

Diseño 3D y verificación mecánica de las piezas

El equipo diseñado y simulado se dibujó en software de diseño mecánico para su posterior análisis y construcción. La figura 3 muestra el resultado de la iteración final en el arreglo geométrico de los intercambiadores que se llevó a cabo para lograr situar en el espacio la cantidad de tubos del diseño de manera de minimizar los espacios muertos que provocan disminución del rendimiento de la máquina.

Por otro lado, uno de los principales problemas en los motores Stirling es el relacionado con los sellos y las pérdidas mecánicas producidas por las piezas que se encuentran en movimiento.

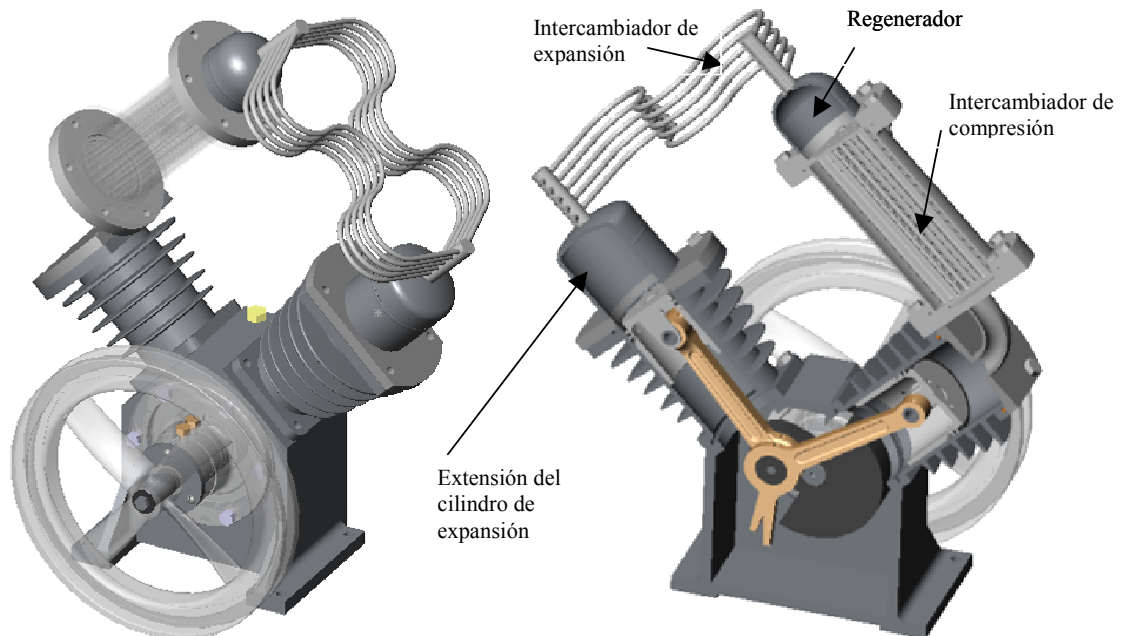


Figura 3: Diseño final 3D con el arreglo geométrico de los intercambiadores especificados por el "pem" adaptado al compresor de aire utilizado.

Al poner en rotación el sistema, se consume energía de dos formas principales: la necesaria para contrarrestar la fricción y la energía necesaria para vencer la inercia. En el siguiente gráfico se muestra la potencia mecánica consumida por el motor diseñado en función de la velocidad de rotación.

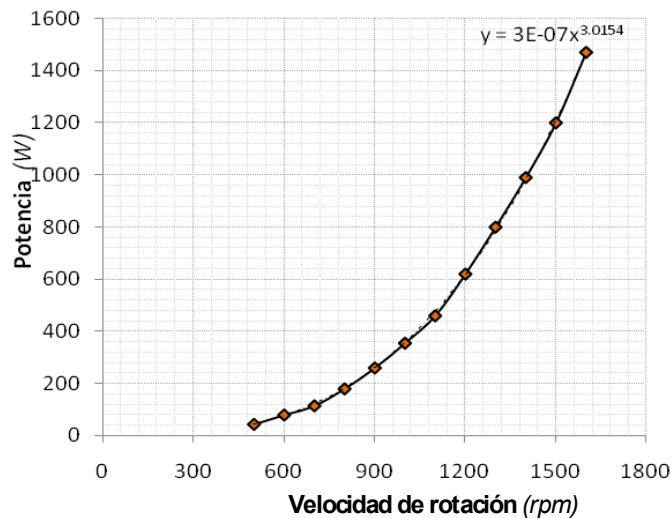


Figura 4: Gráfico de Potencia mecánica consumida para vencer la inercia del motor en función de las rpm calculado según el diseño.

Se observa en la figura 4 que el sistema mecánico se encuentra sobredimensionado para la potencia que se desea obtener pues las pérdidas son de alrededor de 200 W para la velocidad de diseño. En futuros trabajos se propone utilizar como base una

máquina más ligera que un compresor de aire (motor de moto por ejemplo) o aumentar la potencia de diseño inicial hasta donde sea necesario para minimizar estas pérdidas.

Sellos dinámicos

Otro de los problemas importantes encontrados en trabajos anteriores es el de los sellos. Como se está trabajando con helio, este escapa fácilmente de los compartimentos. Por esto, se diseñó para este equipo un sistema de sellos especial para limitar las pérdidas de gas de trabajo al exterior y las producidas entre el circuito térmico y el cárter del motor. En cuanto al sello dinámico exterior se optó por un sistema combinado de dos retenes alojados en los extremos de una cámara de aceite. La cámara de aceite funciona como portarretenes y se colocó en el lugar vacío que normalmente existía entre los dos rodamientos del cigüeñal. El mismo se muestra en las figuras 5 y 6:

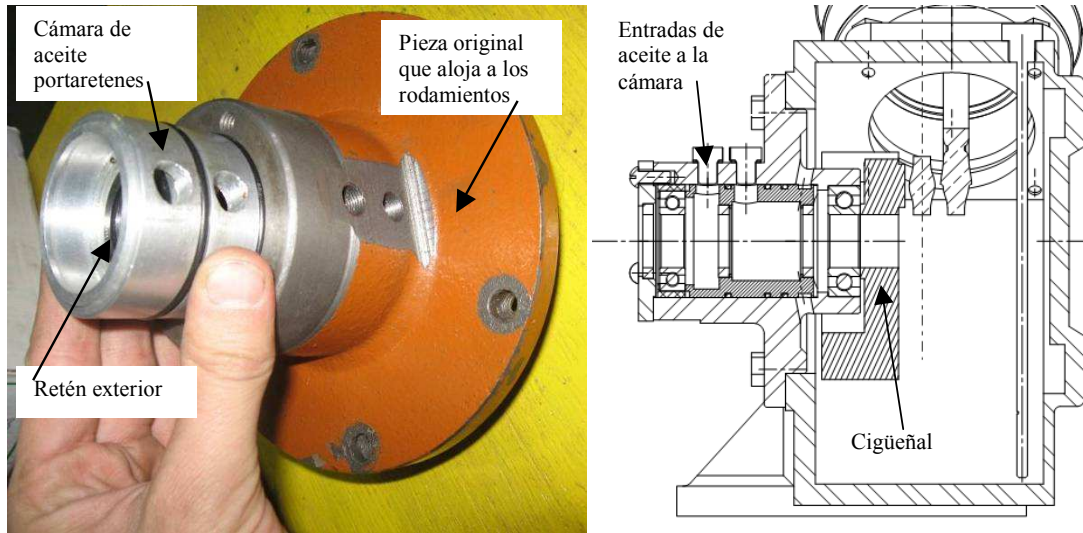


Figura 5: Vista en corte del sistema de sello dinámico del cárter (der.) y foto de la pieza ya maquinada (izq.)

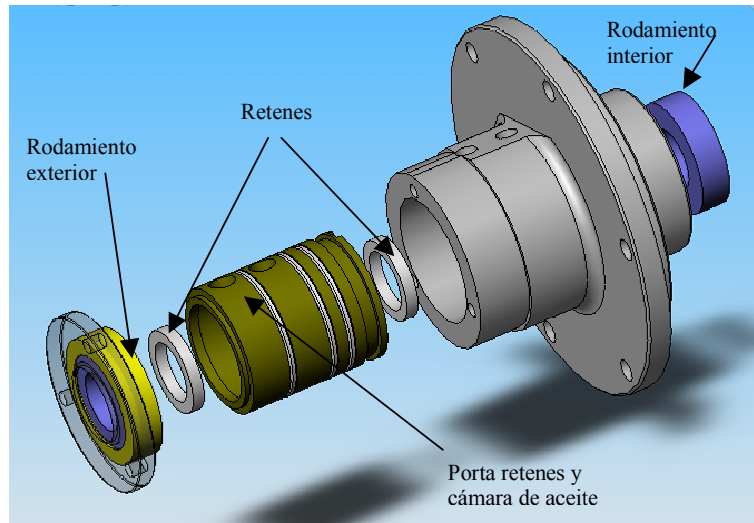


Figura 6: Vista explosionada de sello dinámico del eje.

En cuanto al sello de los pistones, en el equipo construido anteriormente y publicado en Scollo et al. (2008) se había construido con los aros originales del compresor de aire que son de acero. Éstos permitían que una gran cantidad de gas pasara de los cilindros al cárter durante la compresión y expansión.

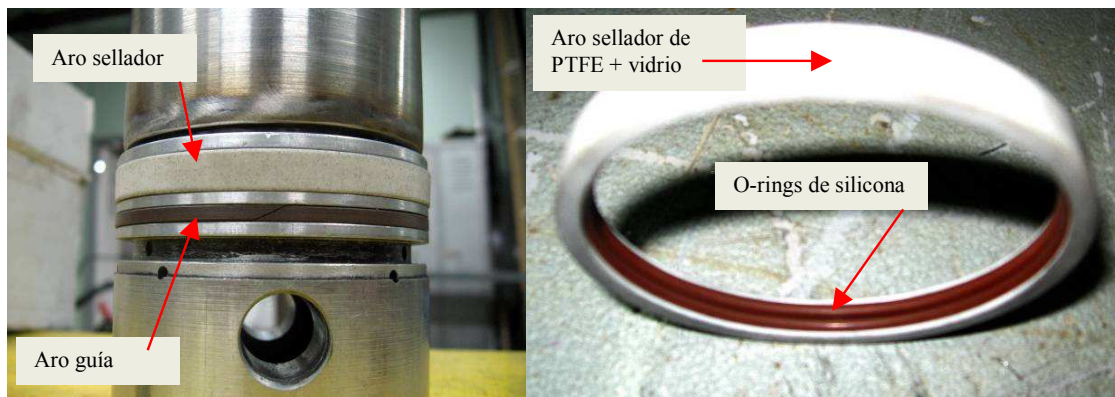


Figura 7: Foto del pistón de expansión (izq.) con aro sellador superior y aro guía inferior, fabricados en PTFE reforzado con vidrio y con bronce respectivamente. Detalle del aro sellador con sus dos o-rings interiores (der.).

Por ello se diseñó un sistema de sello principal compuesto por un aro exterior de PTFE con fibra de vidrio que tiene las características propias del PTFE de ser muy buen sellador, resistente a alta temperatura (270°C) y de bajo coeficiente de fricción, mientras que la adición de vidrio lo hace más resistente al desgaste.

Sin embargo, este material no tiene la capacidad de presionar contra las paredes del cilindro como lo hace el aro original. Es por esto que se añadieron dos o-rings en el interior del mismo para lograr efecto de expansión contra las paredes del cilindro. El perfil del aro, como se muestra en la figura 7 tiene forma de “C” para alojar a los o-rings y está fabricado en una sola pieza sin corte para evitar las pérdidas que se producen normalmente los aros cortados. Además de este sistema de o-ring se realizaron perforaciones en la parte superior del pistón y en el fondo de la canaleta del o-ring que permiten que el gas a presión entre por detrás del aro y lo presione también contra las paredes del cilindro.

Sellos estáticos

Otro tema de vital importancia en el rendimiento del motor es la pérdida de gas al exterior. En el motor construido anteriormente se presentaron pérdidas en muchas de las juntas utilizadas. Esto se debió a deficiencias de maquinado y a que el fluido de trabajo (helio) es distinto al utilizado en el compresor (aire) y para el cual estaban diseñadas las juntas. Para solucionar este inconveniente se minimizaron en primer lugar las conexiones por bridas uniendo las piezas por medio de soldadura. Así, la tapa del cilindro caliente, el calentador y el alojamiento del regenerador con su brida fueron todos soldados como muestra la figura 8:



Figura 8: Conjunto brida-regenerador-intercambiador de expansión-tapa de cilindro caliente todo soldado en acero inoxidable.(izq.). Conjunto tapa de cilindro frío-uniión-entrada de gas-brida de enfriador soldados en acero (der.).

Las uniones restantes que no pudieron hacerse de manera soldada se resolvieron mediante bridas maquinadas con precisión y o-rings especiales para alta temperatura mostrando ser una solución adecuada. En la figura 9 por ejemplo se muestran los o-rings colocados en la parte superior (izquierda) e inferior (derecha) de uno de los cilindros. Esto evita tener que utilizar selladores y permite un desarme limpio y sencillo de la máquina en caso de necesitar reparaciones.

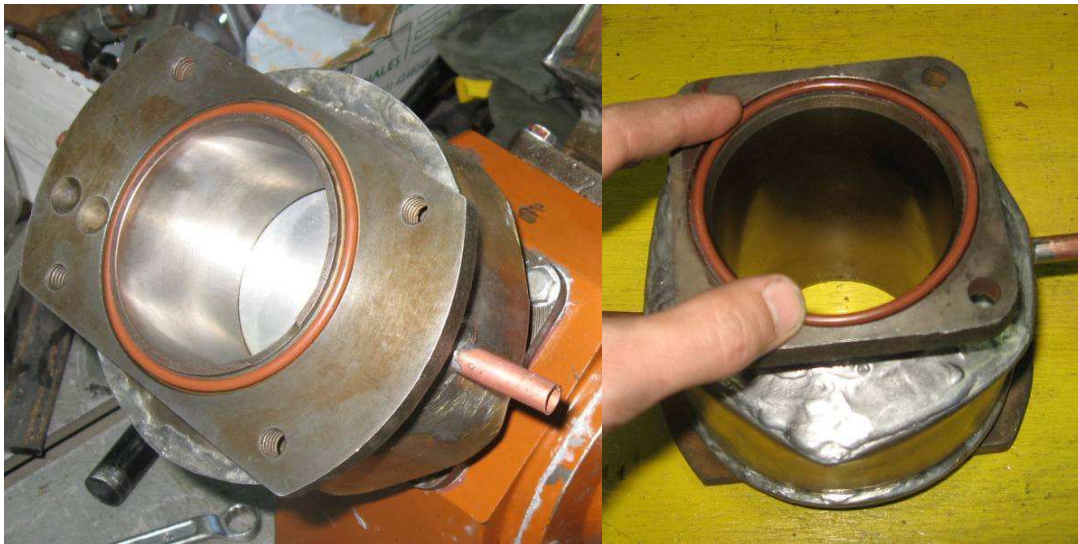


Figura 9: Detalle de los alojamientos para uniones con o-ring en los cilindros

ENSAYOS PRELIMINARES

Metodología

Se evaluó el funcionamiento del motor actuando como una máquina frigorífica. Para ello se montó un motor eléctrico trifásico de 1HP acoplado al volante del equipo. Se instalaron sensores de Temperatura y midieron las temperaturas del agua de refrigeración y del intercambiador de expansión. Además se midió la potencia consumida por el motor eléctrico. De esta manera se puede ver si cada intercambiador realiza su función y si el ciclo termodinámico se cumple, aunque por supuesto su rendimiento no es óptimo porque está diseñado como motor y no como máquina frigorífica.

Procedimiento

1. Se acoplaron el motor eléctrico y el Stirling por medio de una correa.
2. Se realizaron las conexiones de gas de trabajo (helio), de agua de refrigeración y de electricidad
3. Se aisló el intercambiador de expansión con poliestireno expandido y se puso en el interior de la cámara un volumen de 1L de agua. (ver figura 10)
4. Se puso a funcionar el motor descargado para asentar los aros un período de 5min.
5. Se cargó el equipo con presión de 2,4bar de Helio
6. Se abrió la válvula del agua de refrigeración con un caudal de $Q= 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
7. Se conectó el motor eléctrico a la red trifásica y se puso a funcionar
8. Se tomaron datos de temperatura en intervalos de 10s en tres puntos: Agua en la cámara del intercambiador de expansión, pared exterior de los tubos del intercambiador de expansión y salida del agua de refrigeración del intercambiador de compresión.



Figura 10: Motor montado con aislación del intercambiador de expansión (izq.).Detalle de las conexiones (der.).

RESULTADOS

Evolución de la temperatura en la pared del intercambiador de expansión

Este ensayo se realizó según el procedimiento descrito en el párrafo anterior durante 9 minutos. En la siguiente gráfica se muestra esta evolución comparada con la obtenida en Scollo et al. (2008) para el diseño anterior del motor. Cabe hacer la salvedad de que las mismas no son directamente comparables porque la del 2008 se realizó a 7 bar y 200rpm mientras que la actual se realizó a 2,4 bar y 830 rpm y además se le colocó 1 litro de agua en un recipiente flexible en contacto con los tubos del intercambiador. Se puede observar en la gráfica que la temperatura llegó a -23°C .

Evolución de la temperatura del agua dentro de la cámara aislada del intercambiador de expansión

Se puede observar claramente en la figura 11 que el diseño nuevo en general ha mejorado sus prestaciones. En la figura 12 se muestra la evolución de la temperatura de 1 litro de agua colocada alrededor de los tubos del intercambiador de expansión. Esta permite calcular una potencia de extracción de calor del intercambiador de expansión de 92.98 W. El caudal de agua de refrigeración y la potencia consumida por el motor no pudieron medirse adecuadamente, por lo que no es posible calcular el COP (coeficiente de performance) de la máquina frigorífica. Estos datos van a obtenerse en los próximos ensayos, para los cuales se ha adquirido un equipo de captura de datos con todos los sensores necesarios.

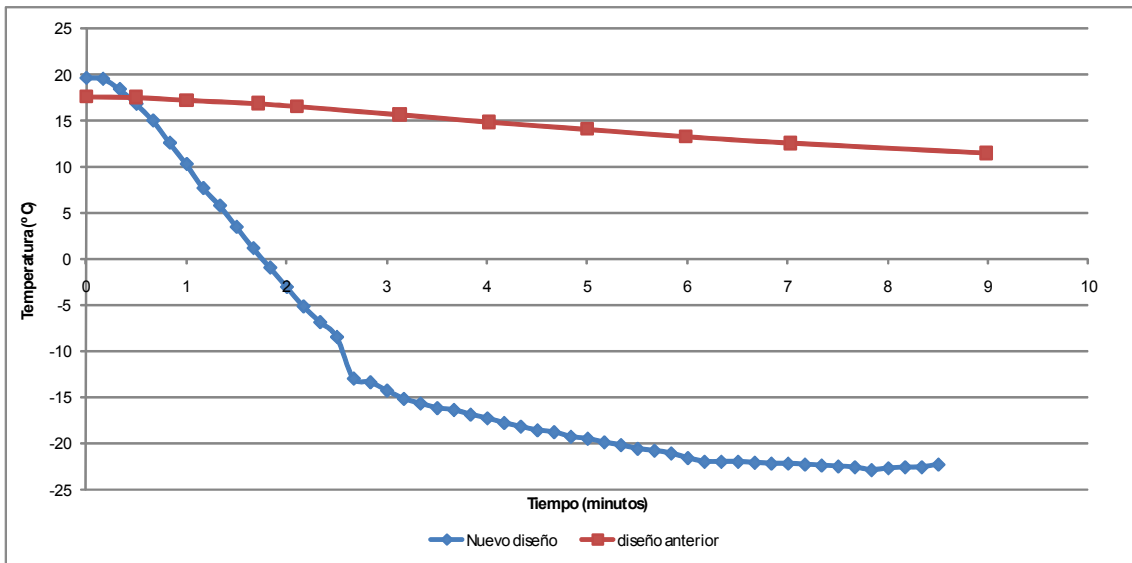


Figura 11: Gráfica de evolución de la temperatura de los tubos del intercambiador de expansión en el diseño nuevo y en el diseño anterior.

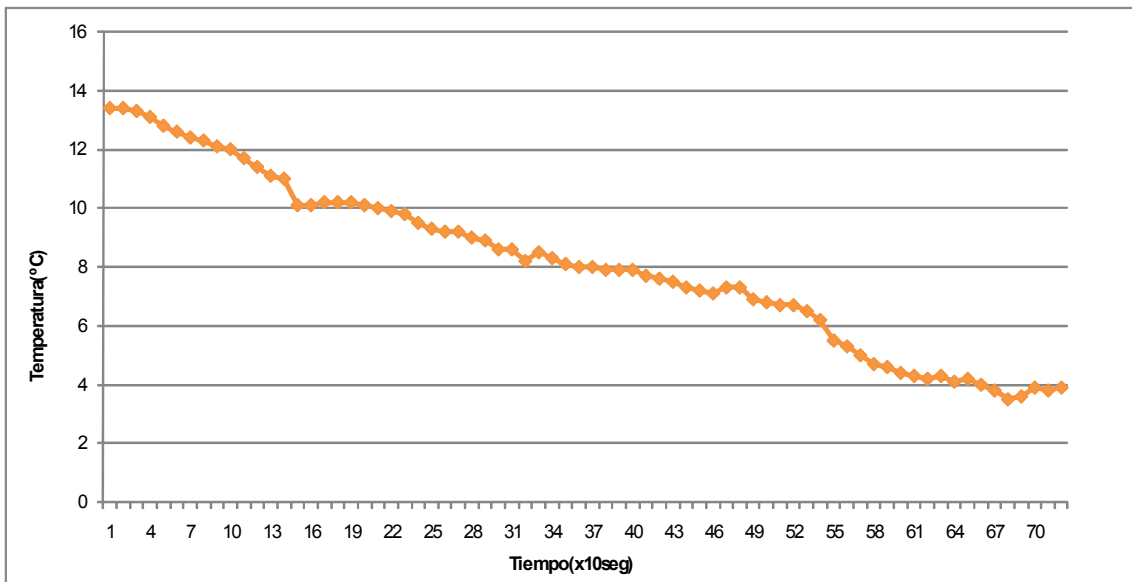


Figura 12: Gráfica de evolución de la temperatura del agua dentro de la cámara aislada del intercambiador de expansión.

CONCLUSIONES

Los resultados de este trabajo indican que se han superado varios inconvenientes en el motor construido respecto de su predecesor.

En primer lugar, la metodología de diseño termodinámico ha sido mejorada, y permite obtener un diseño del motor de forma muy práctica y rápida, pero para verificar su robustez se necesitan ensayos más completos de la máquina como motor y también como refrigerador. Este primer ensayo es sin embargo alentador al respecto.

El trabajo de diseño mecánico asistido por computadora ha resultado muy satisfactorio y recomendable ya que permite probar previamente varias opciones antes de llevarlo al taller. Esto presentó además una ventaja importante a la hora de comunicar en el taller las ideas y cambios propuestos y facilitó el intercambio y el importante aporte por parte de la gente de los distintos talleres con que se trabajó. Los resultados finales de los maquinados cambiaron sensiblemente respecto de los logrados anteriormente y se ha logrado mantener adecuadamente la estanqueidad de la máquina. El sello dinámico de los pistones cualitativamente es mejor al anterior, pero resta realizar más ensayos con los mismos para observar su comportamiento en el tiempo.

Finalmente, la evolución de la temperatura en los ensayos indica que el rendimiento de este equipo es muy superior al anterior.

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto ha sido posible gracias a la importante colaboración de varias personas e instituciones. Agradecemos el invaluable aporte realizado por Fernando Oggero de FOR s.r.l. en el diseño, la fabricación piezas, matricería, soldadura y maquinados y, así como el de Raúl Chiarpotti y Antonio Sasso de SASSO S.A. por el maquinado de precisión de piezas y el aporte del motor eléctrico utilizado en los ensayos. También agradecemos los aportes de diseño y maquinado de Italo y Americo Casetta de la firma Pascual Casetta.

El proyecto ha sido financiado con fondos de la Secretaría de Ciencia, Técnica y Posgrado de la Universidad Nacional de Cuyo y con beca de CONICET.

REFERENCIAS

Artículo de revista

Sun Le'an et al. (2009). Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator. *Applied Thermal Engineering* 29, 210–215

Scollo L. y Valdez P. (2008). Integración de procedimientos y modelos para el diseño y simulación de motores de combustión externa de ciclo Stirling.

Scollo L., Valdez, P. y Barón J. (2008) Design and construction of a Stirling engine prototype. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33, 13, 3506-3510.

Libro

Organ A. J. (1997) *The Regenerator and the Stirling Engine*, pp.81-1472. MEP. London.

ABSTRACT

The present work aims to design a Stirling cycle machine through scaling, its subsequent construction and testing. As a thermodynamic design tool the scaling program for Stirling engines "pem" is used. It allows the design of an engine in an agile and simple way. The study also details the results obtained by computer-aided mechanical design of the engine that minimizes manufacturing time and errors and allows for improved communication between designers and people in the workshop, facilitating the provision of improvement ideas from them. By this technique it was possible to significantly reduce losses through joints, improve static and dynamic seals and geometrical arrangement in order to minimize dead space. Finally, the preliminary test as a refrigerator of the constructed engine shows significant improvements over the old one, achieving a temperature of -23°C after 9 minutes of operation.

Keywords: solar, energy, Stirling, engine, design, software.