

Modelación un Motor Stirling tipo gama para bajas entalpías

J. Ignacio Sánchez L. – joseisan@ing.uchile.cl

Roberto Román L. – roroman@ing.uchile.cl

Ramón Frederick G.– rfrederi@cec.uchile.cl

Universidad de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica

Resumen. Este trabajo presenta una el diseño de un motor Stirling tipo gamma para bajo gradiente térmico bajo ciertos parámetros base, se considera el desempeño mediante modelos teóricos de primer y segundo orden. Se realizó análisis de sensibilidad para presión, temperatura y uso de aire, helio e hidrógeno como fluidos de trabajo. El uso de Helio o hidrógeno a altas presiones aumenta drásticamente la potencia máxima, para un mismo recurso térmico, aumentando proporcionalmente esta diferencia con el aumento en los gradientes térmicos. Este trabajo se realiza con el objetivo de la confección física del motor diseñado para el contraste de datos y futuros estudios en el área de aprovechamiento de recursos geotérmicos, de biomasa y solares.

Palabras-clave: *Energías renovables, Motor Stirling, Gamma, Baja entalpía.*

1 INTRODUCCIÓN

Existe un gran potencial de energía térmica solar, de biomasa y geotérmica no utilizadas en el territorio Chileno, especialmente en lo referido a las fuentes de baja entalpía. El uso de motores de ciclo Stirling para su conversión a energía mecánica, resultan atractivos bajo este contexto por su versatilidad de uso y autonomía. Este es un motor de los llamados motores de combustión externa, el cuál mediante la expansión y contracción de un gas en un ciclo cerrado, por una diferencia de temperatura, logra realizar trabajo mecánico pudiendo lograr altas eficiencias, de forma silenciosa y con versatilidad de la fuente térmica. En este trabajo se analizará el diseño de un motor de este tipo, con el objetivo de utilizarlo para la construcción de un prototipo real.

El desarrollo de la tecnología Stirling es una opción viable en un contexto chileno (Vidal, 2008), los componentes que lo constituyen pueden ser fabricados a base de tecnologías sencillas llegando al punto que aún bajo un desarrollo primario se pueden alcanzar buenos desempeños como los hechos por Hirata (2000).

Además, la alta autonomía con la que cuentan este tipo de motores los hace ideales para la utilización en lugares aislados, donde la confiabilidad del equipo es primordial y que en la geografía chilena se vuelve un caso recurrente.

Por otro lado, este motor al contar con la posibilidad de ser utilizado con un amplio abanico de fuentes de calor aumenta sus posibilidades de utilización en Chile, Según las fuentes geotermales nacionales existentes, da la posibilidad de utilizarlo tanto en un contexto de alto y bajo gradiente térmico. La radiación solar que incide en Chile también da la posibilidad de utilizar este motor, utilizando una energía ampliamente disponible y sin costo, Por último, como país con un gran sector forestal es posible utilizar este tipo de motores como generadores a partir de biomasa.

Este trabajo presenta el análisis de desempeño de un motor Stirling tipo gamma, mediante la teoría de Schmidt y un modelo adiabático modificado considerando algunas pérdidas de carga (Urieli, 2008). Para realizar por último un análisis de sensibilidad para presión, temperatura y uso de helio e hidrógeno como fluidos de trabajo.

El trabajo se realiza con miras a la confección física del motor diseñado para el contraste de datos y futuros estudios en el área.

2 ANTECEDENTES

2.1 Fluido de Trabajo

Aunque en el siglo 19 e inicios del 20, en este tipo de motores se utilizaba solo aire como fluido de trabajo, se puede emplear cualquier fluido que cumpla con las siguientes características: baja viscosidad; alto calor específico; alta conductividad térmica (Thombare, 2006).

En este sentido, el caso del hidrógeno y helio son de interés, debido a sus buenas propiedades de transferencia de calor y baja viscosidad. Estos gases pueden alcanzar valores de potencia 4 hasta 8 veces mayores al uso de aire en un motor bajo las mismas condiciones de trabajo, tal como lo mostrado por el trabajo teórico de Eid (2009) y el experimental de Karabulut *et al.* (2009).

Aunque existen valores experimentales para distintos tipos de gas en un mismo diseño de motor como los recopilados por Walker (1980) y Martini (1983), datos de años recientes, especialmente cuando se habla de pequeños gradientes térmicos, son escasos como para entablar correlaciones de desempeño.

2.2 Ciclo Stirling

El ciclo del motor Stirling teórico, se compone de cuatro etapas que forman un ciclo cerrado. Estas etapas son (Fig. 1): una compresión y expansión isotérmicas (1-2 y 3-4), un aumento y disminución de la presión a volumen constante (2-3 y 4-1). Entre los puntos 4 y 2 el sistema expulsa calor hacia el sumidero frío ($Q_{rg}+Q_f$), y entre los puntos 2 y 4 el sistema absorbe calor desde la fuente caliente ($Q_{rg}+Q_c$). Gracias al regenerador se puede recuperar el calor Q_{rg} , que no genera trabajo, desde la etapa 4-1 y entregándolo en la etapa 2-3, aumentando así, la eficiencia del sistema.

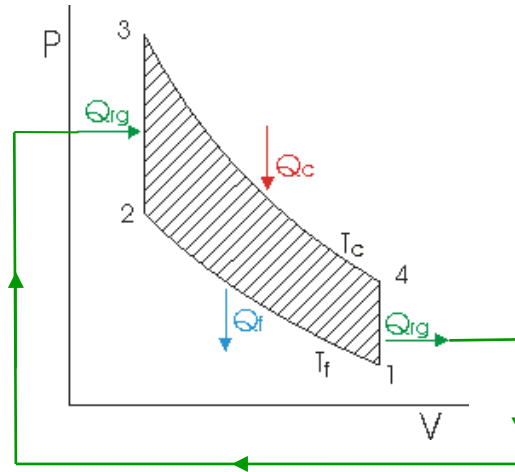


Figura 1 - Diagrama termodinámico P-V con el uso del regenerador

Como el área encerrada tiene relación directa con el trabajo generado, mientras mayor sea el salto entre las temperaturas del fluido en la fuente caliente y el sumidero frío (gradiente de temperatura), mayor será el trabajo útil. Así también, para un motor con una diferencia de presiones mínima y máxima mayor, se tendrá el mismo efecto.

Por otra parte, el regenerador como se hace notar en la figura 1 disminuye la necesidad de aporte de calor externo al recuperar el calor expulsado en 4-1. Si el regenerador fuese perfecto y las evoluciones 1-2 y 3-4 isotermas, se podría alcanzar el rendimiento de Carnot, de ahí la importancia de este elemento en el sistema Stirling.

2.3 Mecanismo Stirling

Los motores del tipo Stirling clásicamente se dividen según su configuración de los espacios de compresión y expansión en las siguientes tres configuraciones (Thombare,2006): Alpha, Beta y Gamma, En la primera configuración los pistones se encuentran separados en dos cilindros diferentes, los que están conectados por medio de un regenerador, aún siendo los de diseño más simple tienen el problema de mantener el fluido de trabajo dentro de los cilindros, debido a que ambos pistones se encuentran expuestos al exterior, la segunda utiliza un arreglo que posibilita la inclusión de ambos pistones dentro del mismo cilindro y utilizando el mismo eje de para su movimiento, el problema que supone este tipo de sistema es la complejidad asociada a la coordinación de los movimientos de ambos pistones. La tercera y última es similar a la configuración beta, pero con los pistones en cilindros separados, de manera que la compresión ocurre en la conexión existente entre cilindros, siendo uno de los más simples constructivamente.

En la Fig. 2 se muestra un motor tipo Gamma simplificado, compuesto de dos cámaras separadas por un regenerador. La cámara superior es llamada espacio de compresión y el inferior espacio de expansión. El pistón superior corresponde al pistón que genera trabajo (pistón de potencia), teniendo cada cámara un intercambiador de calor desde la fuente de baja (cooler) y alta temperatura respectivamente (heater). Por su parte, el pistón interior (desplazador), se encarga de trasladar el gas de una cámara a la otra.

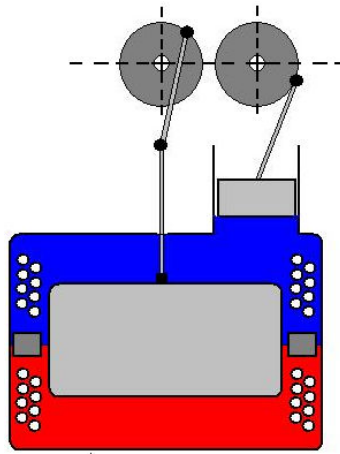


Figura 2- vista esquemática de un motor tipo Gamma

El ciclo anteriormente mencionado, debido a la imposibilidad de ser alcanzado en su totalidad por ningún sistema real, se vuelve un techo para el desarrollo de este tipo de motor, la que viene dada por aspectos constructivos inherentes al aparato real (Vidal,2008) tales como: las pérdidas por roce mecánico de los componentes y por el fluido de trabajo mismo, las etapas del ciclo no se comportan en forma adiabática e isotérmica, la transferencia de calor hacia y desde las fuentes no es completa, así como también el regenerador no tiene un 100% de efectividad y existen volúmenes muertos asociados espacio del sistema, los que no producen trabajo alguno.

Por lo anterior para la realización de un estudio teórico, existen distintas formas de modelar este ciclo, las cuales se pueden dividir según la profundidad del estudio realizado en Modelos de primer, segundo y tercer orden (Martini, 1983). Los primeros determinan los parámetros principales por funciones representativas. Los segundos utilizan las ecuaciones de estado y energía del sistema, donde normalmente se deben tener ecuaciones diferenciales relativas a su comportamiento, es necesario el análisis por medio de cálculo numérico, proporcionando un análisis mucho más exhaustivo del motor. Este tipo de modelos a su vez se dividen en Isotérmicos, adiabáticos y semi-adiabáticos. Los últimos se basan en dividir el sistema en volúmenes de control, donde se pueden desarrollar las ecuaciones diferenciales que envuelven cada uno, y donde finalmente mediante métodos numéricos de cálculo los volúmenes se suman obteniendo un modelo integral del sistema.

3 DISEÑO DEL PROTOTIPO TESTEADO

El prototipo testeado es un motor del tipo Gamma (Fig. 2), lo que facilita realizar cambios futuros en cualquiera de sus elementos. Se utiliza como parámetro que el motor sea compacto en sus dimensiones, quedando como objetivo que la potencia sea máxima para el prototipo diseñado a un bajo nivel de revoluciones para evitar el aumento de pérdidas mecánicas y de carga.

3.1 Estructura básica

Esta estructura está basada en trabajos anteriores realizados en la Universidad (Vidal, 2008), la forma de este motor está enfocada a ser de fácil confección y utilizar materiales y elementos comúnmente encontrados, a la vez ser de fácil modificación, las características de los intercambiadores y volúmenes de las cámaras.

En la zona de compresión se ubica el pistón de potencia, el volumen de esta sección depende del desplazamiento de ambos pistones. El intercambiador utilizado para la fuente caliente se compone de una serie de resistencias eléctricas aletadas dispuestas en forma de anillos concéntricos. Por otra parte, para la fuente fría utiliza un intercambiador de tubos de cobre. Para el regenerador se usan secciones de malla de acero inoxidable apiladas.

Por último, este diseño cuenta con un sistema de transmisión mecánico compuesto por un eje y bielas y volantes de inercia, estos últimos permiten disminuir las posibles fluctuaciones en la velocidad de salida del eje.

3.2 Modelo termodinámico y de transferencia de Calor

Para la modelación termodinámica del prototipo, se utilizó simultáneamente la teoría de Schmidt y un modelo adiabático. Para ambos modelos se consideró una eficiencia mecánica para la potencia real en el eje. Se utiliza para la optimización iterativa un modelo en Matlab con base en el trabajo de Urieli (Urieli 2008), donde se ajustan los valores de las temperaturas, flujos y trabajo realizado diferencialmente mientras se avanza en el ciclo.

Para el modelo de Schmidt se contrasta, se utiliza tanto un modelo modificado con variaciones de volumen acorde al funcionamiento real. Para modelo adiabático, se consideran algunas pérdidas de carga y la transferencia de calor desde

los intercambiadores, tomando en cuenta las especificaciones propias de la geometría del motor diseñado, las que se describen a continuación.

Intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor se modelan en el caso de este trabajo como ductos cilíndricos alteados en forma de anillos concéntricos, donde el fluido de trabajo transita por la parte exterior de los mismos. El interior de los ductos se modela a temperatura constante.

El calor aportado se calcula con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = A_{ext} \bar{h} (T_{gas} - T_s) \quad (1)$$

Donde La temperatura T_s se ajusta diferencialmente junto con el flujo de calor desde el intercambiador. Para obtener el coeficiente convectivo promedio \bar{h} se usó la siguiente correlación (Sandar y Gross, 2004):

$$Nu = \frac{\bar{h}d}{k} \quad (2)$$

$$\text{Donde } Nu = 0.38 Re^{0.6} Pr^{1/3} \left(\frac{A_{tubos} + A_{aletas}}{A_{tubos}} \right)^{-0.15} \text{ con } Pr = \frac{C_p \mu}{k}.$$

Regenerador. Para la transferencia de calor en el regenerador se utilizó un modelo de mallas apiladas (Urieli, 2008), donde

$$\epsilon = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (3)$$

$$\text{Donde } NUT = St \frac{A_{WR}}{2A_r} \text{ con } St = 0.46 Re^{(-0.4)} / Pr.$$

Donde finalmente las pérdidas de calor por la efectividad del regenerador se puede escribir como sigue:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_r C_p (T_{wH} - T_{wK})(1 - \epsilon) \quad (4)$$

Pérdidas de carga. Se utilizó la siguiente correlación para modelar las pérdidas de carga en los tres sistemas:

$$\Delta P = \frac{2 fr \mu u V}{d_h^2 A} \quad (5)$$

Con el factor de fricción de Reynolds $fr = 0.0791 * Re^{0.75}$ en el caso de los Intercambiadores de calor y $fr = 54 + 1.43 Re^{0.78}$ en el caso del regenerador.

Sistema mecánico. Para el sistema mecánico se utiliza una transmisión biela-manivela, donde se toma en cuenta el largo de las bielas y los espacios barridos por ambos pistones para el comportamiento cíclico de los volúmenes de compresión y expansión como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} v_e &= (l_d + r_d - r_d \cos(\theta) - \sqrt{l_d^2 - r_d^2 \sin(\theta)^2}) A_d \\ v_p &= (l_p + r_p - r_p \cos(\theta - \alpha) - \sqrt{l_p^2 - r_p^2 \sin(\theta - \alpha)^2}) A_p \\ v_c &= (2r_d A_d - v_e) + v_p \end{aligned} \quad (6)$$

Es necesario destacar, que la corrección realizada por las pérdidas de carga y mecánicas propias del prototipo, no influyen en el modelo en si mismo, sino sobre la potencia final por ciclo, es decir, el comportamiento termodinámico no

se ve nunca modificado retroactivamente por estos, generándose solo una diferencia en la potencia por ciclo según sus RPM, debido a la transferencia de calor propia del modelo.

3.3 Caracterización del motor

El diseño de este motor se realizó manteniendo como objetivo el maximizar la potencia, manteniendo un trabajo por ciclo mínimo de manera de asegurar su funcionamiento adecuado bajo todas las velocidades de giro. En la tab.1 se dictan los parámetros bajo los cuales se analizó inicialmente el prototipo y optimizó la potencia.

Para esta primera etapa se utilizó caso base una diferencia de temperatura de 150 [C] entre la fuente de calor y el sumidero, presión de 1[Bar] y aire como fluido de trabajo, generando así el caso base para el análisis de sensibilidad de las demás parametrizaciones utilizadas.

Tabla 1. Parámetros iniciales para diseño de motor.

Tipo de Motor	Gamma
Fuente Caliente – Temperatura	Resistencia eléctrica aletada – 170 [C]
Fuente Fría – Temperatura	Agua en serpentín de cobre – 20 [C]
Regenerador - Porosidad	Malla de Acero Inoxidable – 0.86
Presión inicial	100[kPa]
Gas de trabajo	Aire
Eficiencia mecánica	80%
Diámetro Nominal	30 cm
Desfase entre pistones	90[grad]
Altura	60 cm
Potencia por ciclo	Mayor a 4 W.

Bajo estos parámetros, se procedió a una optimización iterativa de los parámetros para obtener una potencia máxima, la caracterización del motor diseñado se resume en la Tab.2, mostrando el ciclo realizado para la potencia máxima en la Fig.3.

Tabla 2. Caracterización del motor Diseñado.

Pistón de potencia	Diámetro X Carrera [mm]	90X140
	Vol. Espacio Compresión [cm3]	5743
Desplazador	Diámetro X Carrera [mm]	250X110
	Vol. Espacio Expansión	5400
Sistema de enfriamiento	Tubos de cobre [mm]	19.05
	Nº vertical X Nº Horizontal	3X1
	Temperatura efectiva en gas	303
Sistema de Calentamiento	Tubos [mm] X aletas [mm]	10X5
	Nº vertical X Nº Horizontal	4X1
	Temperatura efectiva en gas	400
Altura regenerador[mm]		40
Factor de compresión		1.16
Trabajo por ciclo [J]		5.3
Máxima potencia [W] / RPM		19.6 / 220

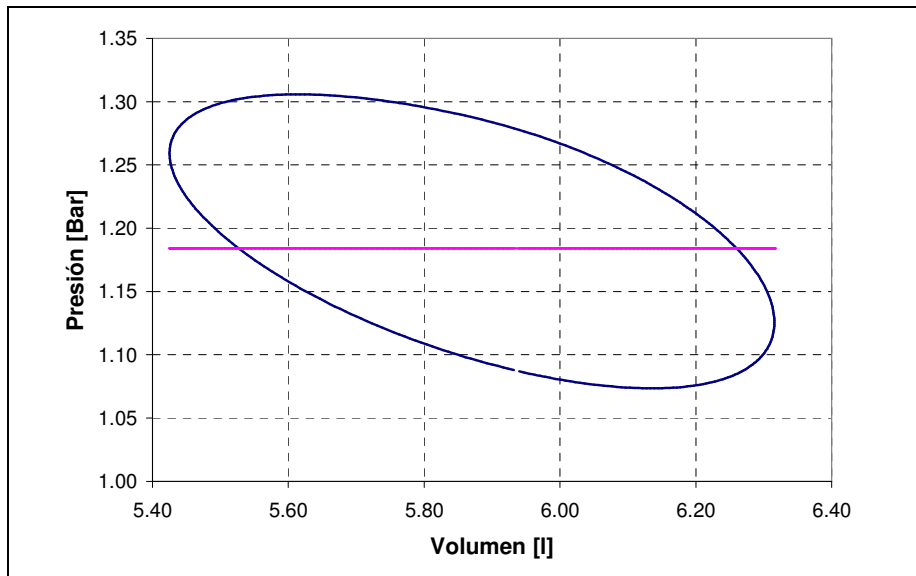


Figura 3- Diagrama PV a potencia máxima en caso base.

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con el motor diseñado se procede a analizar el funcionamiento a base de cambios en el tipo de gas utilizado, tanto como para algunas temperaturas y presiones medias.

Para el caso base (Fig.4), los valores de potencia según RPM muestran que el desempeño del motor según el modelo utilizado mantiene una variación importante. En el caso con pérdidas la potencia llega a su Peak a los 220 RPM, siendo aproximadamente un 60% de la potencia del modelo adiabático. Para la Fig.5, con un sistema a una presión de 4[bar] esta variación resulta menor (70%) entre el modelo adiabático y el adiabático con pérdidas para la máxima potencia alcanzada a 140 RPM, mientras que Schmidt mantiene su tendencia.

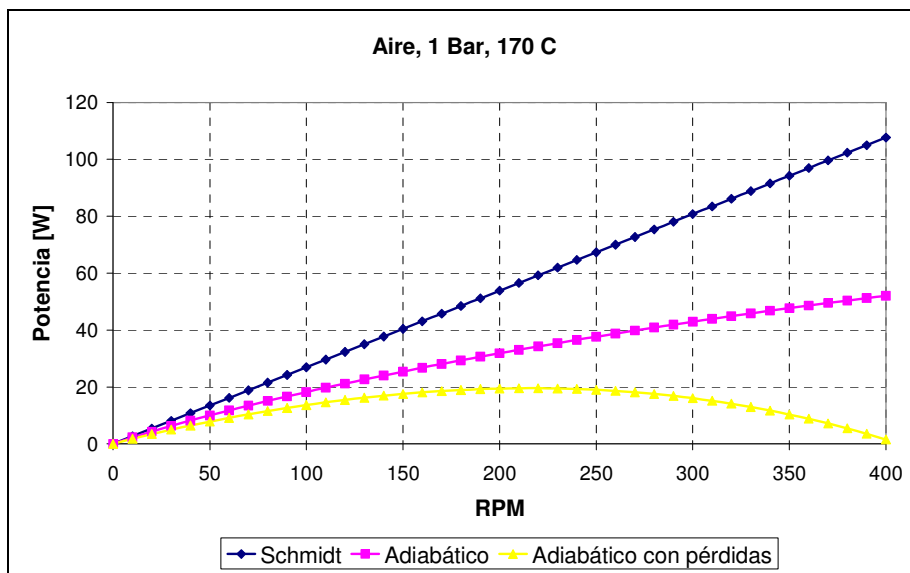


Figura 4- Potencia según RPM para los modelos utilizados en caso base.

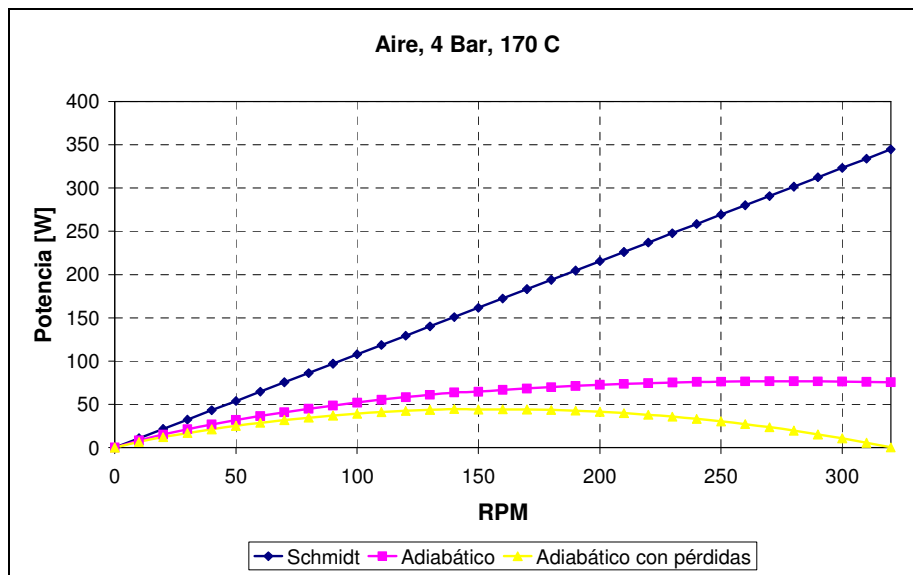


Figura 5- Potencia según RPM para los modelos utilizados en caso base con presión de 4[bar].

Estos resultados muestran que a medida que se aumenta la presión del sistema, el aumento de las pérdidas de carga tiende a ser relativamente menor a la disminución de la transferencia de calor en el sistema, por lo cual se vuelven menos preponderantes para el funcionamiento del motor.

Por otra parte, se ve en ambos gráficos que el ajuste de los modelos de segundo orden resulta mucho más realista que el modelo de primer orden, siendo la potencia máxima del modelo con pérdidas un 30% de Schmidt. Así, los resultados de este último modelo resultan más apropiados para utilizarlo como referencia para el desempeño un prototipo real, entregando un rango de presiones y RPM de su funcionamiento.

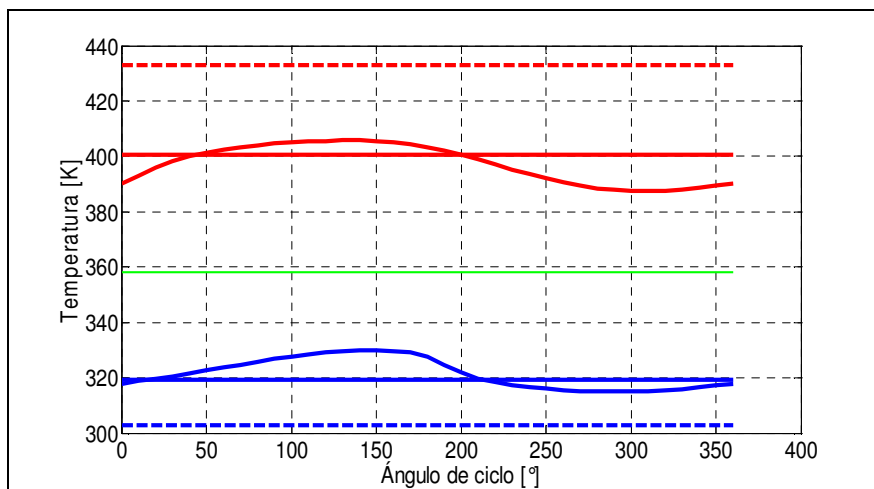


Figura 6- Temperaturas del sistema según ángulo de ciclo.

En la Fig. 6, tenemos las variaciones de las temperaturas para el modelo utilizado, donde mientras las paredes del cooler y heater se encuentran a 303[C] y 433[C] respectivamente, el gas al interior del sistema se encuentra en una media de 401[C]y 320[C] en cada intercambiador, la razón de temperaturas efectivas para el ciclo Stirling se muestra en la tab.3

Tabla 3. Resultados de las diferencias de temperatura entre el heater y cooler

	Razón de temperaturas efectivas ($\tau = T_c / T_h$)	Eficiencia de Carnot asociada ($\eta_{Carnot} = 1 - \tau$)
Fuentes de calor	0.66	0.33
Muros de los intercambiadores	0.70	0.30
Gas en el sistema	0.80	0.20

De esto se desprende que el desempeño del motor depende fuertemente de la efectividad de la transferencia de calor en los intercambiadores, ya que la eficiencia de Carnot y por ende la potencia real entregada se verá castigada por una diferencia de temperatura pequeña.

La transferencia de calor también se ve afectada por el tipo de gas utilizado en el sistema, en la Fig.7 muestra la variación de la eficiencia máxima teórica con las temperaturas de gas y según RPM, para Aire, Helio e Hidrógeno en condiciones base. Cada curva se extiende hasta las RPM donde la potencia entregada por el motor es nula. De estos resultados vemos que la efectividad de transferencia de calor se ve aumentada con el uso de helio e hidrógeno, lo que a la vez se ve acompañado de aumento de las posibles velocidades a las que puede operar el motor.

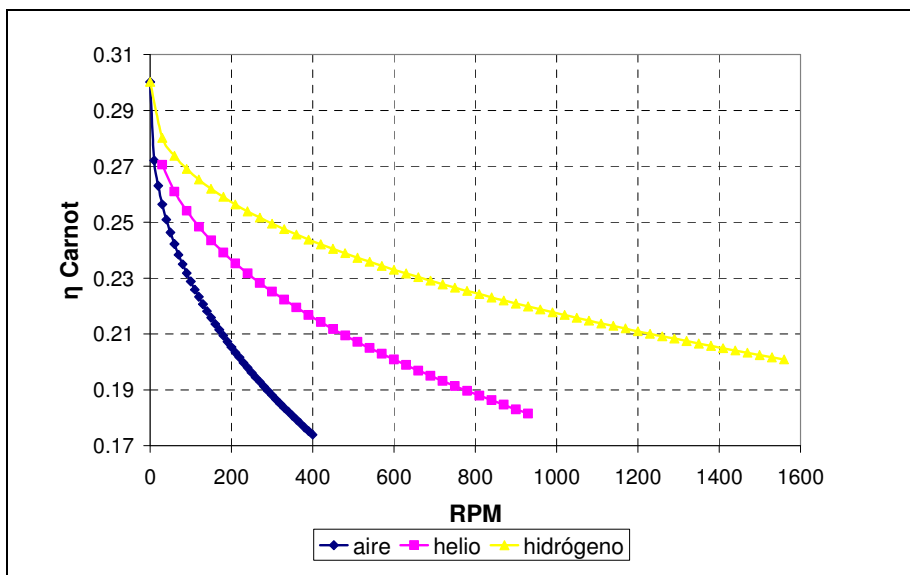


Figura 7- Eficiencia de Carnot según RPM.

En la Fig.8 se puede ver que la tasa de aumento de pérdidas resulta menor en el caso del helio e hidrógeno, lo que conlleva que mientras mayor sean las RPM las diferencias de la potencia Peak alcanzadas son mayores.

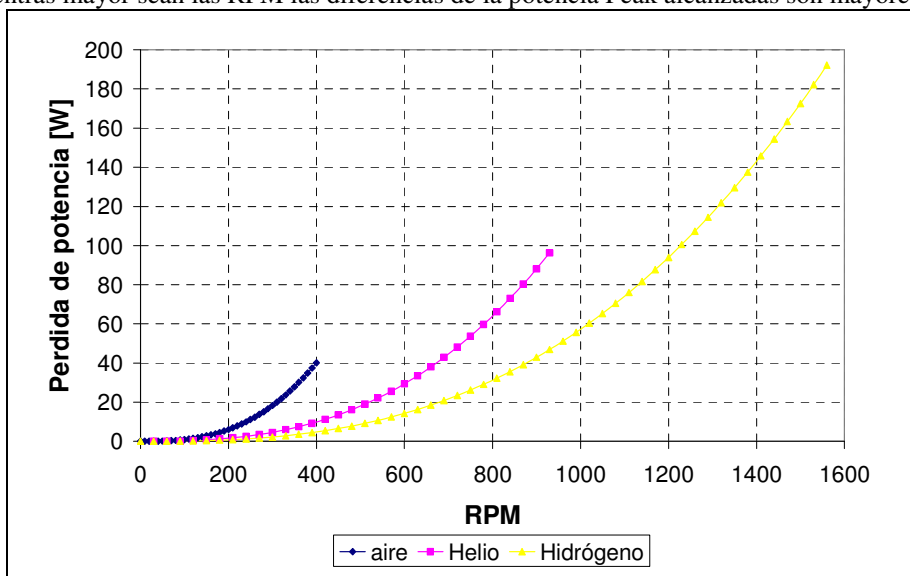


Figura 8- Pérdidas de potencia según RPM.

Con estos resultados podemos decir que el uso de hidrógeno y helio para el funcionamiento del motor resultará en un aumento de las potencias máximas que se pueden obtener, por la combinación de una menor pérdida de carga sumada a mejores propiedades de transferencia de calor, lo que se puede ver en la Fig.9, Fig.10 y Fig.11.

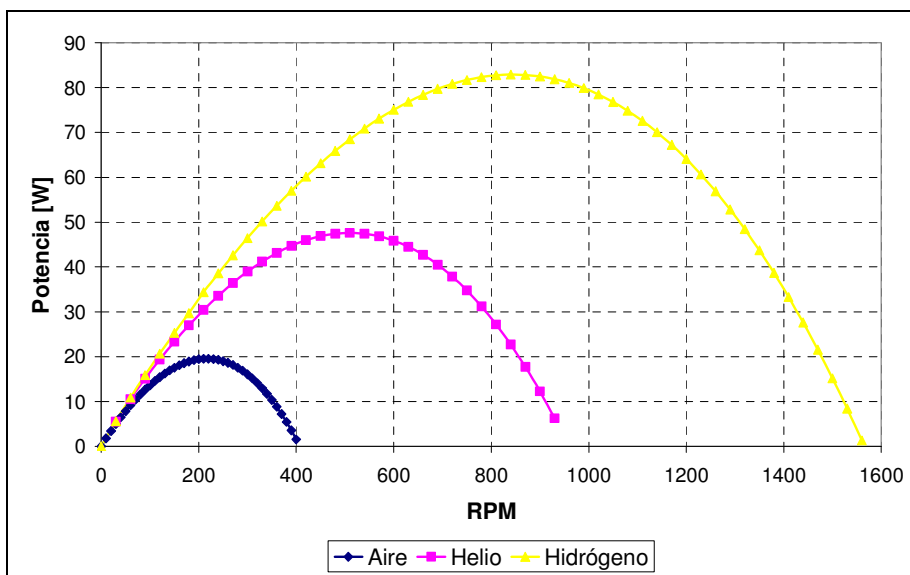


Figura 9- Potencia según RPM

En el gráfico Fig. 10 se muestra que un incremento en la presión media del sistema aumenta la potencia máxima obtenible, al mismo tiempo que disminuyen las RPM asociadas en cada caso, este resultado es debido que con el aumento de la presión, lo que aumenta el posible trabajo realizado para la razón de compresión propia del motor, además de que se ve incrementada la densidad del fluido de trabajo, elevando la efectividad de la transferencia de calor; que elevan la eficiencia alcanzable, y la pérdida de carga; que disminuye las RPM hasta las cuales el motor puede operar.

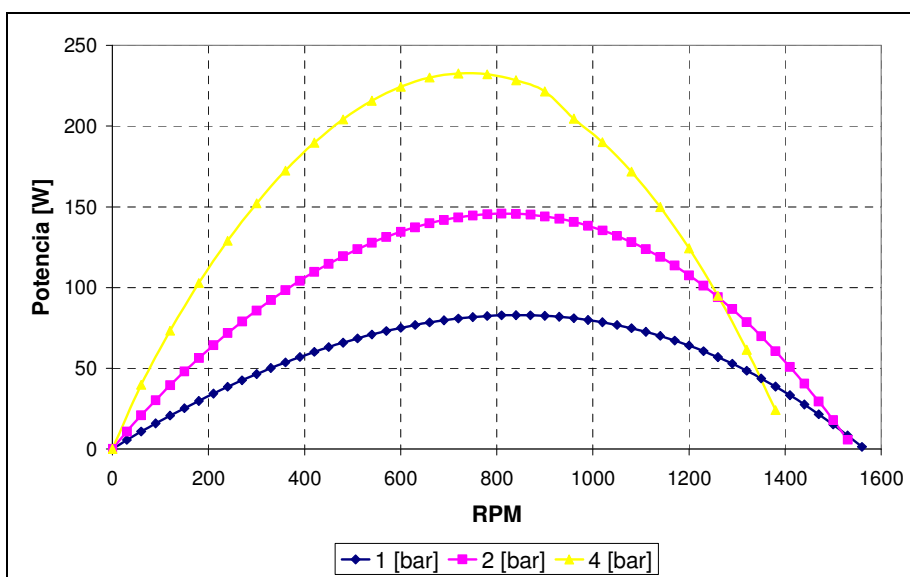


Figura 10- Potencia según presión del gas

Por último en un análisis comparativo del uso de distintas presiones y temperaturas de la fuente de calor (Fig.11), el aumento de la potencia máxima alcanzada se incrementa a una mayor tasa en el caso del uso de hidrógeno como fluido de trabajo, pudiendo alcanzar para una presión de 4[bar] y $T_h=200$ [C] una Potencia según el modelo de 379 [W] que es 7 veces mayor que en el caso de la utilización de aire. Esto se puede explicar en el caso del hidrógeno y helio debido a su baja densidad, haciendo que la pérdida de potencia resulte menor en proporción a la mejora en la transferencia de calor.

De estos resultados resulta interesante enfocar el diseño de un prototipo hacia el uso de presiones mayores a la atmosférica y gases como el helio o hidrógeno, para tener un mejor aprovechamiento del recurso térmico que se está utilizando.

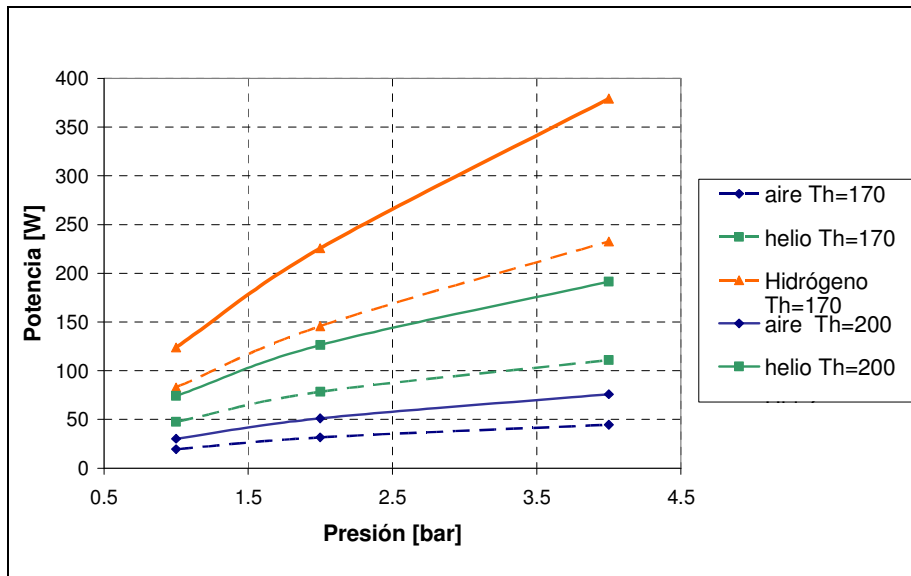


Figura 11- Potencia Máxima según Presión y Temperatura

5 CONCLUSIONES

- Se modeló y dieron los parámetros de un motor Stirling para aprovechamiento de bajos gradientes térmicos mediante un modelo de segundo orden.
- El utilizar un modelo termodinámico de segundo orden con pérdidas provee de datos necesarios para comparar aspectos del motor Stirling con miras a la construcción de un prototipo.
- La efectividad de los intercambiadores de calor resulta muy preponderante en la potencia obtenible en un motor de Ciclo Stirling.
- La utilización de fluidos de trabajo como Helio e Hidrógeno en el prototipo propuesto, proveen de mejoras en el desempeño debido a sus mejores propiedades de transferencia de calor y menor pérdida de carga
- Al incrementar la presión en el motor y/o aumentar el gradiente de temperatura el aprovechamiento del recurso térmico se ve aumentado cada vez en mayor proporción con el uso de Helio o Hidrógeno como gases de trabajo.
- El diseño del prototipo debe apuntar al manejo de presiones mayores a la ambiente y utilización de helio o hidrógeno como fluido de trabajo.
- Actualmente se está en etapa de construcción un prototipo creado a partir del diseño configurado en el presente trabajo.

6 SIMBOLOGÍA

Q_{rg} : Calor transferido por regenerador [J].

Q_c : Calor transferido por fuente caliente [J].

Q_f : Calor transferido por fuente fría [J].

\bar{h} : Coeficiente de transferencia de calor convectivo promedio [W/mK].

A_{ext} : Área de transferencia total externa de tubos (incluida área de aletas) [m²].

T_{gas} : Temperatura del gas en el exterior al intercambiador [K].

T_s : Temperatura de superficial externa de los tubos [K].

Re : Número de Reynolds.

Pr : Número de Prandtl.

C_p : Capacidad calorífica del gas [J/kgK].

μ : Viscosidad dinámica gas.

k : Conductividad térmica del gas [W/mK].

f_r : Factor de fricción de Reynolds.

u : Velocidad másica del gas [kg/s].

V : Espacio de intercambio asociado [m³].

d_h : Diámetro hidráulico asociado [m].

NUT : Number of Transfer Units.

St : Número de Stanton.

ϵ : Efectividad del regenerador.

A_{WR} : Área mojada Regenerador[m²].

A_r : Área de flujo Regenerador [m²].

$v_{e,c}$: Volumen en el espacio de expansión y compresión [m³].

v_p : Volumen en el espacio barrido por pistón [m³].

$l_{d,p}$: Largo efectivo biela mecanismos de transmisión de desplazador y pistón de potencia [m].

$r_{d,p}$: Carrera del desplazador y pistón de potencia [m].

$A_{d,p}$: Área de desplazador y pistón de potencia [m²].

θ : Ángulo de rotación [rad].

α : Ángulo de desfase en el movimiento de los pistones.

T_c : Temperatura cooler.

T_h : Temperatura Heater.

η_{Carnot} :Eficiencia de Carnot.

REFERENCIAS

- Eid E., 2009. Performance of a beta-configuration heat engine having a regenerative displacer, Renewable Energy Journal.
- Hirata, K., 2000. Development of a Small 50W Class Stirling Engine, Sixth International Symposium On Marine Engineering, p.235-240.
- Karabulut *et al.*, 2010. Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism, Renewable Energy Journal, Vol. 35, pp. 138-143.
- Martini, W., 1983. Stirling Engine Design Manual, USA National Aeronautics and Space Administration.
- Sandar Mon M., Gross U., Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers., International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 1953-1964.
- Thombare, D.G. Verma S.K., 2006. Technological development in the Stirling Cycle engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 12, pp. 1-38.
- Vidal, W., 2008. Diseño de un motor Stirling tipo gamma de baja diferencia de temperatura, Trabajo de título, FCFM, Universidad de Chile, Santiago, Chile.
- Ureli, I. and Berchowitz, D.M., 2008. Stirling Cycle Analysis, Adam Hilger Ltd. Versión actualizada disponible en www.ent.ohiou.edu/Urieli.
- Walker G., 1980. Stirling Engines, Oxford University Press.

Agradecimientos

Se agradece el auspicio en el proyecto en el que se enmarca este trabajo al Centro de Modelamiento Matemático, junto con patrocinio del Departamento de Ingeniería Mecánica y el Centro de Energías, todos pertenecientes a la FCFM de la Universidad de Chile.

Abstract. A design of a Gamma type Stirling Engine for low thermal differences using some key parameters was presented, the performance was consider with models of first and second order. A change of pressure, temperature and use of air, hydrogen and helium was analyzed. The increment of maximum power using Helium or Hydrogen instead of air, at high pressures and the same thermal resource was found, also increasing the temperature of the thermal resource, increase the maximum power difference proportionally. This work was done with the objective of manufacturing the designed engine for comparing data y make future area studies for gathering geothermal, biomass and solar recourses.

Key-words: Renewable energy, Stirling engine, Gamma, Low enthalpy.