

# GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA CON UN MOTOR STIRLING EMPLEANDO UN COMBUSTIBLE GASEOSO

## ELECTRICITY GENERATION USING A STIRLING ENGINE AND GAS FUEL

Guillermo Lira Cacho<sup>1</sup>, Víctor Agüero Zamora<sup>2</sup>

### RESUMEN

*Se propone un motor Stirling, tipo beta, de baja potencia y relativo bajo costo de fabricación para la generación de energía eléctrica o mecánica utilizando un combustible gaseoso. Se muestran aspectos relacionados al diseño, construcción y pruebas experimentales de este prototipo, incluyendo el análisis termodinámico del motor y el cálculo cinemático del mecanismo rómbico de transformación de movimiento. Para facilitar y optimizar el diseño del motor se desarrolló un modelo matemático basado en la teoría general de Schmidt sobre estos motores. Se incluyen los resultados de los ensayos realizados en el Instituto de Motores de Combustión Interna de la UNI con un prototipo de 60 W utilizando GLP.*

*Palabras clave.- Motor Stirling, Análisis termodinámico, Mecanismo rómbico, GLP.*

### ABSTRACT

*A Stirling engine sets out, type beta, of low relative power and low cost of manufacture for the generation of electrical or mechanical energy using a gaseous fuel. Related aspects are the design, construction and experimental tests of this prototype, including the thermodynamic analysis of the engine and the kinematic calculation of the rhombic mechanism of transformation of movement. In order to facilitate and to optimize the design of the engine a mathematical model based on the general theory of Schmidt was developed on these engine. The results of the tests made in the Internal Combustion Engines Institute of the UNI with a prototype of 60 W are included using LPG.*

*Key words.- Stirling engine, Thermodynamic analysis, Rhombic mechanism, LPG.*

### INTRODUCCIÓN

El inexorable crecimiento del precio internacional del petróleo y de sus derivados, así como el repentino cambio climático mundial y los altos niveles de contaminación en las zonas urbanas han determinado la incesante búsqueda de tecnologías más limpias y el uso de energías renovables.

Estas razones de alguna forma, explican por qué en los últimos años ha resurgido el interés a nivel mundial, por desarrollar y perfeccionar algunos motores y máquinas inventadas en el pasado pero que no tuvieron mucha aceptación o que

devinieron en desuso; tal es el caso del motor Stirling (inventado en 1816), el cual tiene una serie de ventajas ya que ésta es una máquina térmica que puede trabajar con cualquier fuente externa de calor, por lo que, en principio, puede utilizar cualquier tipo de energía (solar, fósil, biomasa, geotérmica, nuclear, etc.).

Además, por ser éste un motor de combustión externa, es más fácil controlar las emisiones tóxicas, las vibraciones y el ruido del motor. A pesar que la relación masa/potencia es más alta que la de los motores de combustión interna, su construcción es comparativamente sencilla.

<sup>1</sup>Dr. Docente Investigador de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería,

<sup>2</sup>Ingeniero egresado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

En este contexto, el motor Stirling constituye una alternativa importante y factible para ser utilizada por usuarios dispersos geográficamente de muchas regiones en el país, principalmente en las zonas rurales y urbanas marginales que carecen de energía eléctrica y de sus ventajas, y que difícilmente podrán acceder a la red eléctrica nacional, por lo que se considera que la aplicación de este tipo de tecnología, que no requiere de combustibles con propiedades específicas, puede ayudar a elevar el índice de electrificación y mejorar la calidad de vida de estas poblaciones.

A pesar que el combustible utilizado en este proyecto fue GLP (gas licuado de petróleo), esto sólo se debió a razones de accesibilidad y facilidad de uso, pudiéndose utilizar cualquier combustible gaseoso disponible (biogás, gas natural, etc.).

Cabe mencionar que este proyecto es parte importante de un proyecto multidisciplinario que se desarrolla actualmente en la Universidad Nacional de Ingeniería (desde 1998), que trata sobre el uso del biogás en motores de combustión, cuyo objetivo central es desarrollar alternativas viables para la generación de energía eléctrica a partir de este combustible renovable y de relativa fácil obtención y bajo costo.

### EL MOTOR STIRLING

El ciclo ideal Stirling se compone de dos procesos isométricos (calentamiento y enfriamiento del fluido de trabajo a volumen constante) y dos isotérmicos (compresión y expansión a temperatura constante). La eficiencia termodinámica del ciclo ideal Stirling es igual a la de un ciclo de Carnot, trabajando a las mismas temperaturas de las fuentes de calor, lo cual se debe principalmente a la "regeneración" que se lleva a cabo durante los procesos a volumen constante del ciclo.

Sin embargo, en la práctica, es muy difícil que un motor Stirling trabaje con el ciclo teórico debido, principalmente, a que la cinemática del mecanismo que transforma la energía térmica en mecánica impide reproducir exactamente los procesos del ciclo teórico, lo que a su vez determina que la eficiencia sea menor que la de ciclo ideal.

El prototipo construido tiene la configuración "beta", utiliza aire como sustancia de trabajo, y

emplea un mecanismo rómbico para la transformación de la energía térmica en mecánica (ver figura 1).

La configuración beta consta de un cilindro y dos pistones coaxiales (el pistón de trabajo y el desplazador). El desplazador divide al motor en las zonas caliente y fría. En este diseño, el desplazador también cumple la función de regenerador, lo que permite tener un menor volumen muerto y una mayor relación de compresión. Con el mecanismo rómbico se obtiene el desfase angular necesario entre los dos pistones y a la vez la transformación del movimiento recíprocante del pistón de trabajo en movimiento circular del eje de salida del motor. Este mecanismo elimina las fuerzas laterales del pistón sobre el cilindro y permite tener un buen balance dinámico de sus partes.

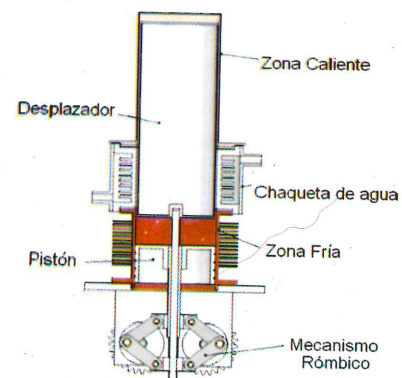


Fig. 1. Esquema del prototipo del motor Stirling, tipo beta.

### CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA

Para el estudio teórico del prototipo se desarrolló un modelo matemático en Matlab utilizando el método de Schmidt [1], el análisis termodinámico de cada compartimiento del motor (se les llamará *celda de energía*) y el cálculo cinemático del mecanismo rómbico, para calcular los principales parámetros geométricos y termodinámicos del motor.

#### Cálculo cinemático del mecanismo rómbico

Para dimensionar el mecanismo rómbico sólo se requiere de dos parámetros adimensionales básicos (ver figura 2):

$$z = \frac{L}{R_m} \quad (1)$$

$$\rho = \frac{\frac{D_p}{2} - E}{R_m} \quad (2)$$

Donde  $L$  es la longitud de las bielas;  $R_m$  es el radio de las manivelas;  $D_p$  es el diámetro de paso de los engranajes;  $E$  es la distancia entre el centro del vástago del desplazador y los pines de los conectores.

Los valores óptimos de  $z$  y  $\rho$  son 2,5-2,6 y 0,96-0,97, respectivamente [3].

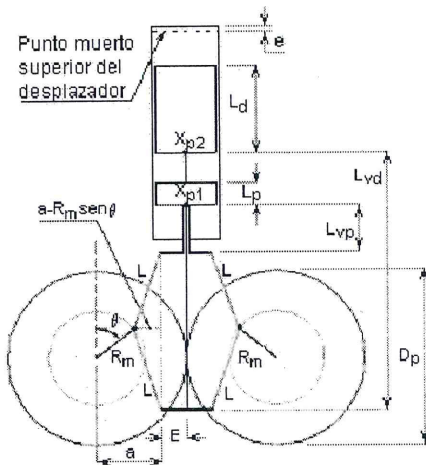


Fig. 2 Esquema para el cálculo cinemático de un motor Stirling con mecanismo rómbico.

A partir de estos parámetros (asumidos) se calculan los demás parámetros geométricos del mecanismo [3] (ver figura 2):

$$L = R_m z \quad (3)$$

$$a = R_m \cdot \rho \quad (4)$$

$$E = \frac{D_p}{2} - a \quad (5)$$

Utilizando relaciones geométricas y trigonométricas básicas, se calculan las posiciones verticales de los vástagos del pistón  $X_{p1}$  y del desplazador  $X_{p2}$  en función del ángulo de la manivela  $\theta$  (ver figura 2).

$$X_{p1} = R_m \cos \theta + \sqrt{L^2 - (a - R_m \sin \theta)^2} + L_{vp} \quad (6)$$

$$X_{p2} = R_m \cos \theta - \sqrt{L^2 - (a - R_m \sin \theta)^2} + L_{vd} \quad (7)$$

Los volúmenes instantáneos de las celdas C y E (ver figura 3), es decir, de las zonas fría y caliente del motor, respectivamente, se calculan mediante las siguientes fórmulas:

$$V_C = (X_{p2} - X_{p1} - L_p) \cdot \frac{\pi B^2}{4} \quad (8)$$

$$V_E = (X_{p2, \max} - X_{p2} + e) \cdot \frac{\pi B^2}{4} \quad (9)$$

Donde  $B$  es diámetro interno del cilindro del motor:

Las derivadas de estos volúmenes, con respecto a  $\theta$ , que son utilizadas posteriormente en el cálculo del trabajo indicado del ciclo, son:

$$\frac{dV_C}{d\theta} = \left[ \frac{(a - R_m \sin \theta) R_m \cos \theta}{\sqrt{L^2 - (a - R_m \sin \theta)^2}} + R_m \sin \theta \right] \cdot \frac{\pi B^2}{4} \quad (10)$$

$$\frac{dV_E}{d\theta} = - \left[ \frac{2(a - R_m \sin \theta) R_m \cos \theta}{\sqrt{L^2 - (a - R_m \sin \theta)^2}} \right] \cdot \frac{\pi B^2}{4} \quad (11)$$

Los volúmenes de las celdas K, R y H son constantes, tal como se ve en la figura 3.

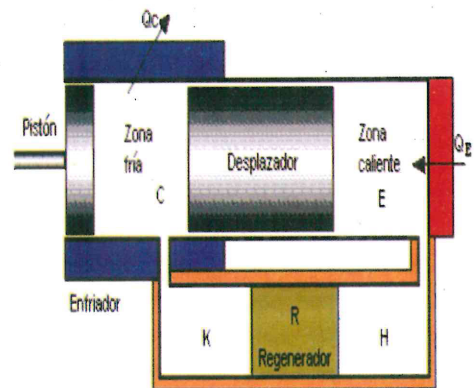


Fig. 3 Esquema general de un motor Stirling tipo beta.

**Análisis termodinámico**

Las consideraciones generales para el cálculo termodinámico del motor son:

- El fluido de trabajo (aire) es un gas ideal.
- La masa total de aire en el motor es constante.
- La presión instantánea dentro del motor es la misma en todas las celdas (premisa del análisis de Schmidt).
- Las celdas K, R y H del motor (ver figura 3) son adiabáticas.

**Ecuaciones generales utilizadas**

La ecuación de estado de los gases ideales.-

$$pV = mRT \tag{12}$$

Donde  $p$ ,  $V$  y  $T$  son la presión, el volumen y la temperatura del aire dentro de una celda, respectivamente;  $R$  es la constante universal de los gases ideales;  $m$  es la masa de aire contenida en una celda cualquiera del motor.

O, en su forma diferencial:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \tag{13}$$

Por lo tanto, la presión del aire, que se considera igual en todas las celdas, se calcula a partir de:

$$p = \frac{mR}{\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_E}{T_E}} \tag{14}$$

Donde  $V_C$ ,  $V_E$ ,  $T_C$  y  $T_E$  son los volúmenes y temperaturas instantáneos del aire en las zonas fría y caliente, respectivamente;  $V_K$ ,  $V_R$ ,  $V_H$ ,  $T_K$ ,  $T_R$  y  $T_H$  son los volúmenes y temperaturas del aire en el ducto del espacio frío, regenerador y ducto del espacio caliente, respectivamente.

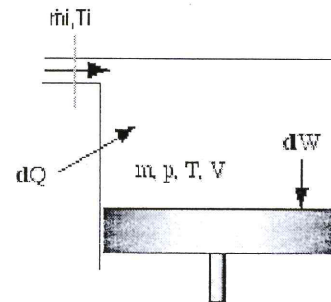
La ecuación de la conservación de la energía, que se aplica en cada una de las celdas del motor.- (ver figura 4):

$$dQ + c_p T_i dm_i - c_p T_0 dm_0 = dW + c_v d(mT) \tag{15}$$

Donde  $dQ$  y  $dW$  son los diferenciales de calor y trabajo, respectivamente;  $c_p T_i dm_i$  y  $c_p T_0 dm_0$  son los diferenciales de las entalpías totales que ingresan y salen de la celda, respectivamente;  $c_p$  y  $c_v$  son los

calores específicos a presión y a volumen constante, respectivamente;  $c_v d(mT)$  es el diferencial de la energía interna total acumulada en la celda.

Aplicando esta ecuación a cada una de las celdas del motor, y considerando que la masa total de aire (en todas estas celdas) se mantiene constante, se obtiene:



**Fig. 4** Esquema del intercambio de energía y masa en una celda del motor.

$$dp = \frac{-kp \left( \frac{dV_C}{T_{CK}} + \frac{dV_E}{T_{HE}} \right) + (k-1) \left( \frac{dQ_C}{T_{CK}} + \frac{dQ_E}{T_{HE}} \right)}{\frac{V_C}{T_{CK}} + \frac{V_E}{T_{HE}} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H}} \tag{16}$$

Donde  $T_{CK}$  y  $T_{HE}$  son las temperaturas de los flujos que ingresan (o salen) de la celda C a la K, y de la H a la E, respectivamente;  $k$  es el exponente adiabático.

La temperatura en el regenerador  $T_R$  se calcula suponiendo una distribución lineal de la temperatura a lo largo del regenerador:

$$T_R = \frac{T_H - T_K}{\ln \frac{T_H}{T_K}} \tag{17}$$

Los diferenciales de masa  $dm_C$  y  $dm_E$ , se calculan a partir de las ecuaciones (12) y (15):

$$dm_C = \frac{pdV_C + \frac{V_C dp}{k}}{RT_{CK}} - \frac{dQ_C}{c_p T_{CK}} \tag{18}$$

$$dm_E = \frac{pdV_E + \frac{V_E dp}{k}}{RT_{HE}} - \frac{dQ_E}{c_p T_{HE}} \tag{19}$$

Los diferenciales  $dT_C$  y  $dT_E$ , se calculan a partir de la ecuación (13):

$$dT_C = T_C \left( \frac{dp}{p} + \frac{dV_C}{V_C} + \frac{dm_C}{m_C} \right) \quad (20)$$

$$dT_E = T_E \left( \frac{dp}{p} + \frac{dV_E}{V_E} + \frac{dm_E}{m_E} \right) \quad (21)$$

### Cálculo de transferencia de calor del motor Stirling

El flujo de calor rechazado por el motor al medio refrigerante  $\dot{Q}_c$  es (ver figura 5):

$$\dot{Q}_c = dQ_c / dt = h_c A_c (T_i - T_c) \quad (22)$$

Donde  $h_c$  es el coeficiente de convección del aire en la zona fría;  $A_c$  es el área de transferencia de calor en esta zona;  $T_i$  y  $T_c$  son las temperaturas de la pared interna de la zona fría y del aire en esta zona, respectivamente.

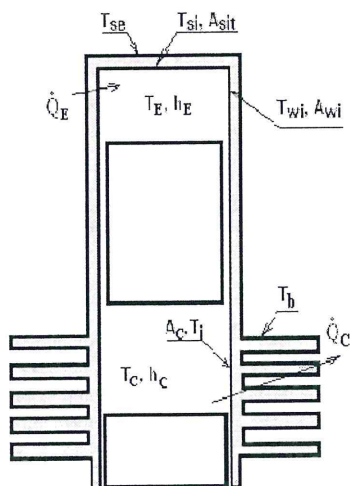


Fig. 5 Esquema del motor para el cálculo de la transferencia de calor del prototipo.

El flujo de calor transferido al motor  $\dot{Q}_E$  es (ver figura 5):

$$\dot{Q}_E = A_{sit} h_E (T_{si} - T_E) + A_{wi} h_E (T_{wi} - T_E) \quad (23)$$

Donde  $A_{sit}$  y  $A_{wi}$  son las áreas de transferencia de calor en la tapa y los costados del cilindro de la zona caliente, respectivamente;  $T_{si}$  y  $T_{wi}$  son las temperaturas internas en la superficie de la tapa y la parte interna del cilindro en la zona caliente;  $T_E$  y  $h_E$  son la temperatura y el coeficiente de convección del aire en la zona caliente, respectivamente.

Para el cálculo de los coeficientes de convección  $h$  se usaron las siguientes relaciones [5]:

$$Nu = 0,035 Re^{0,8} \quad (24)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k_{ter}}{B} \quad (25)$$

Donde  $Nu$  y  $Re$  son los números de Nusselt y de Reynolds respectivamente; y  $k_{ter}$  es la conductividad térmica de la sustancia de trabajo.

Reemplazando términos en las relaciones anteriores, se determinan los coeficientes de convección para las zonas fría y caliente del motor,  $h_c$  y  $h_E$ , respectivamente:

$$h_c = 1,678 \cdot B^{-0,2} \cdot m_c^{0,8} \cdot T_c^{0,21478} \cdot \left( \frac{w}{V_C} \right)^{0,8} \quad (26)$$

$$h_E = 1,678 \cdot B^{-0,2} \cdot m_E^{0,8} \cdot T_E^{0,21478} \cdot \left( \frac{w}{V_E} \right)^{0,8} \quad (27)$$

Donde  $m_c$  y  $m_E$  son las masas de aire en la zona fría y zona caliente;  $V_C$  y  $V_E$  son los volúmenes instantáneos en la zona fría y la zona caliente del motor; y  $w$  es la velocidad promedio del aire dentro del motor, y se calcula con la fórmula:  $w = (L_C n) / 30$ , donde  $L_C$  es la carrera del pistón que se esté considerando y  $n$  son las RPM del motor.

### Cálculo de los parámetros indicados y efectivos del motor

Una vez calculado cómo varía la presión instantánea del aire dentro del motor en función de la posición del pistón de trabajo ( $p=f(\theta)$ ) se puede calcular el trabajo indicado teórico del ciclo  $W$  a partir de:

$$W = \oint dW = \oint dW_c + \oint dW_E$$

$$W = \int p \left( \frac{dV_C}{d\theta} + \frac{dV_E}{d\theta} \right) d\theta \quad (28)$$

Potencia indicada teórica del motor ( $N'_i$ ).- Esta potencia se calcula a partir del trabajo indicado del ciclo  $W$ . La fórmula correspondiente es:

$$N'_i = W \cdot \frac{n}{60}; \text{ en } W \quad (29)$$

Máxima potencia indicada teórica posible del motor ( $N_{i,max}$ ).- Es la máxima potencia indicada teórica que puede desarrollar el motor [1] para una determinada relación de temperaturas promedio durante el ciclo del gas en el motor ( $\tau = T_C/T_E$ ) y a una determinada velocidad de rotación del motor  $n$ .

En su cálculo se toman en cuenta las pérdidas de calor que hay dentro del motor debido a que las zonas caliente y fría no están térmicamente aisladas y, por lo tanto, se producen pérdidas por conducción, convección y otras. Esta potencia se calcula con la siguiente fórmula:

$$N_{i,max} = \left(1 - \frac{\%P_{cal}}{100}\right) \cdot \dot{Q}_E \cdot (1 - \tau) \quad (30)$$

Donde  $\%P_{cal}$  es el porcentaje de calor perdido dentro del motor con respecto al calor que se transfiere al motor ( $\dot{Q}_E$ ).

Cabe mencionar que el motor puede trabajar siempre y cuando se cumpla que  $N_{i,max} \geq N'_i$ , es decir, que  $\tau \geq \tau_{min}$ .

Máxima potencia efectiva (al eje) del motor ( $N_{e,max}$ ).- Se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$N_{e,max} = N_{i,max} - N_m \quad (31)$$

Donde  $N_m$  son las pérdidas mecánicas por fricción del motor. Estas pérdidas se determinaron experimentalmente, con la ayuda de un motor eléctrico, y se pueden calcular con la siguiente relación empírica en función de la velocidad de rotación del motor  $n$ , en RPM.

$$N_m = 0,1849 \cdot n - 15,14; \text{ (en } W) \quad (32)$$

## MÉTODO DE SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DEL MODELO MATEMÁTICO

Para resolver las ecuaciones (diferenciales) planteadas en el modelo matemático se utilizó el método de Runge Kutta de cuarto grado (requiriendo de un valor inicial), para lo cual se asume un valor inicial cualquiera de  $T_H$  ó de  $T_K$ , para luego reemplazarlos en las ecuaciones y resolverlas en función del ángulo de la manivela, realizando varias iteraciones hasta obtener una función cíclica en los parámetros del motor [2].

De la geometría del motor se definen las variables  $V_C$ ,  $V_E$ ,  $dV_C$  y  $dV_E$  como funciones analíticas en función del ángulo  $\theta$ ;  $V_K$ ,  $V_R$ ,  $V_H$  son constantes y sólo dependen de la geometría del motor.

El valor de la masa  $m$  total del fluido de trabajo, se calcula considerando que la presión media indicada del ciclo es igual 1,013 bar (para el caso del prototipo).

En las fórmulas hay nueve variables analíticas ( $W$ ,  $p$ ,  $V_C$ ,  $V_E$ ,  $m_C$ ,  $m_K$ ,  $m_R$ ,  $m_H$  y  $m_E$ ) y nueve diferenciales por determinar ( $dW$ ,  $dp$ ,  $dV_C$ ,  $dV_E$ ,  $dm_C$ ,  $dm_K$ ,  $dm_R$ ,  $dm_H$  y  $dm_E$ ). Hay seis diferenciales para ser integrados numéricamente ( $dT_C$ ,  $dT_E$ ,  $dQ_C$ ,  $dQ_E$ ,  $dW_E$ , y  $dW_C$ ).

En los cálculos hay cuatro condiciones ( $T_{CK}$ ,  $T_{HE}$ ,  $dm_{CK}$ , y  $dm_{HE}$ ), donde  $T_{CK}$  y  $T_{HE}$  se consideran que aproximadamente son iguales a  $T_K$  y  $T_H$  respectivamente; y  $dm_{CK}$  y  $dm_{HE}$  son iguales a  $-dm_C$  y  $dm_E$ , respectivamente.

Otra consideración a tomar en cuenta es que cuando  $dm_{CK} > 0$ , entonces,  $T_K = T_C$ , sino  $T_K = T_E \tau$ ; y cuando  $dm_{HE} > 0$ , entonces,  $T_H = T_C / \tau$ , sino  $T_H = T_E$ .

## CONSIDERACIONES GENERALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA

Zona caliente.- Debe soportar altas temperaturas, por lo que se tiene que utilizar materiales adecuados para estas condiciones (acero inoxidable, con contenido de molibdeno, aceros al Cr-Mb, etc.). Para la construcción del prototipo se utilizó el acero inoxidable AISI 304 por su bajo costo.

Mientras que en motores experimentales (pequeños) no es necesario aumentar el área de transferencia de calor en la zona caliente, en motores presurizados sí lo es. Esto puede hacerse mediante tubos delgados o aletas internas [7].

En el prototipo desarrollado no se aumentó el área de transferencia de calor porque el motor funciona a presión atmosférica (cárter sin presurización). Además, la presurización del motor implica una mayor complejidad en el diseño y mayores costos en la construcción.

Zona fría.- La extracción de calor puede realizarse por convección natural o forzada. En el primer caso, ésta puede realizarse mediante la colocación de aletas de aluminio. En el caso de ser forzada debe realizarse adicionando una chaqueta para hacer pasar agua alrededor del cilindro. Para los motores presurizados, también es necesario aumentar el área de transferencia de calor, mediante tubos o aletas internas. Generalmente, la cantidad de tubos o aletas que requiere la zona fría es mayor a la cantidad requerida por la zona caliente.

El motor se diseñó para ser enfriado por agua. La zona fría del motor se construyó a partir de un bloque fundido de duraluminio.

Regenerador.- Es un componente muy importante del motor (no es imprescindible, pero sí permite alcanzar mayor eficiencia). En un motor presurizado es sumamente necesario utilizar un regenerador. También cuando el motor tiene grandes dimensiones, a pesar que no esté presurizado. El regenerador permite que la potencia y velocidad del motor se incrementen, esto sucede así porque cuando trabaja el regenerador el fluido de trabajo necesita absorber menos calor en cada ciclo, reduciendo con ello el tiempo necesario de transferencia de calor. También, disminuye el consumo de combustible.

El prototipo no cuenta con un regenerador propiamente dicho. En este caso, esta función la realiza el pistón desplazador [4, 8]. La parte del desplazador que está en la zona caliente, se encuentra a alta temperatura y la parte cercana a la zona fría está a una temperatura menor debido a la longitud del desplazador y a la presencia de la chaqueta de agua. Esto no es tan eficiente como tener un material regenerador, pero sí suficiente

para generar un gradiente de temperatura entre las zonas fría y caliente del motor.

Pistón.- Este realiza el trabajo motriz, y va conectado al mecanismo de transformación de movimiento (mecanismo rómbico). El pistón debe ser ligero porque el gas realiza trabajo sólo durante su expansión. Debido a que el pistón está en la zona fría del motor sí se puede utilizar aluminio para su construcción. El pistón debe llevar anillos en el caso que el motor sea presurizado, y se podrían obviar éstos en el caso de ser un motor pequeño o experimental. El pistón del prototipo no lleva anillos debido también a que el cilindro es de duraluminio.

Desplazador.- Se encarga de desplazar el aire de una zona a otra. Este componente debe ser capaz de generar un gradiente de temperatura entre la zona caliente y la zona fría. Idealmente, esto se lograría haciendo que la parte central del desplazador sea un aislante térmico, pero debido a que sería complicada su construcción, el desplazador puede ser lo suficientemente largo y que el material tenga baja conductividad térmica; por otra parte, éste debe ser capaz de soportar altas temperaturas.

El desplazador del prototipo fue fabricado de acero inoxidable AISI 304; y tiene una longitud 2,6 veces el diámetro del cilindro, y un diámetro igual al 96% del diámetro del cilindro [4].

## RESULTADOS EXPERIMENTALES

El prototipo del motor experimental se muestra en la figura 6.

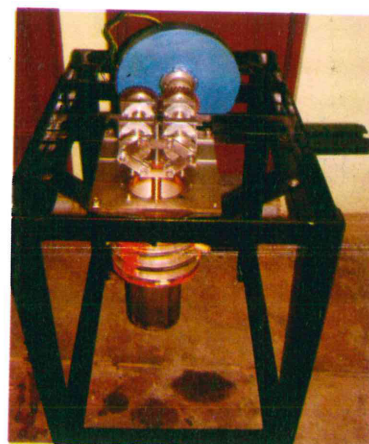


Fig.6 Prototipo del motor Stirling tipo beta.

El motor tiene las siguientes características:

Configuración	Beta
Diámetro x carrera (mm)	163 x 60
Volumen de desplazamiento (cm <sup>3</sup> )	1.252
Angulo de fase	55
Relación de compresión	2,23/1
Fluido de trabajo	Aire
Presión media (bar)	1,013
Sistema de enfriamiento	por agua
Potencia eléctrica (W)	35
Potencia al eje (W)	58
Velocidad nominal (RPM)	250
Peso del motor, sin volante (kg)	30

Se probó el prototipo usando aire, a condiciones atmosféricas. Las pruebas se efectuaron con diferentes flujos de combustible (GLP) y diferentes velocidades del motor, lo cual obviamente influyó en el flujo de calor entregado al motor y la temperatura de las paredes de la zona caliente del motor. Para el enfriamiento del motor se usó agua de la red pública con un caudal constante de 3 lt/min. En las pruebas de generación de energía eléctrica se utilizaron dos tipos de generadores eléctricos de imanes permanentes, ferríticos y de neodimio.

Para las pruebas de generación eléctrica se utilizaron focos de automóvil de 8, 21 y 25 W de 12 V, y una batería de 75 A.h. Se utilizaron alternativamente los dos generadores disponibles, acoplándolos directamente al motor, utilizando dos diodos rectificadores para obtener corriente continua y realizar las mediciones de potencia, voltaje e intensidad de corriente.

La velocidad nominal del motor depende de muchos parámetros como son el diámetro del cilindro, la carrera de los pistones, la relación de compresión del motor, la relación de temperaturas entre las zonas caliente y fría, el fluido de trabajo, etc., por lo que no existe una fórmula específica para predecir la velocidad nominal de un motor; esto obviamente dificulta el diseño, porque básicamente de este parámetro depende la potencia del motor. Para diseñar un motor se debe escoger un rango de velocidades dentro del cual puede encontrarse la velocidad nominal del motor a construir, este rango lo podemos obtener a partir de especificaciones de otros motores que tengan características similares al que se desee construir, y

utilizar preliminarmente esos valores para los cálculos.

El parámetro más influyente en la potencia del motor es la relación de temperaturas  $\tau$  del fluido de trabajo entre las zonas caliente y fría; esta relación se puede determinar experimentalmente una vez construido el motor pero es bastante complejo predefinirla. Para diseñar un motor Stirling se debe escoger preliminarmente la relación de temperaturas  $\tau$  que nos permita obtener la potencia deseada del motor y realizar los cálculos del calentador, regenerador y enfriador, para así luego recalcular dicha relación de temperaturas (mediante iteraciones).

Considerando que las pérdidas del calor ( $\%P_{cal}$ ) en este motor son 20%, se puede graficar como varían la potencia indicada teórica y la máxima potencia indicada teórica en función de la relación de temperaturas  $\tau = T_C/T_E$  (ver figura 7).

Analizando la figura 7, como la potencia indicada teórica no puede ser mayor que la máxima potencia indicada teórica posible, el valor de  $\tau$  no puede ser menor que un determinado valor, en este caso,  $\tau = 0,71$  (con una potencia indicada teórica máxima de 90 W), es decir, la máxima potencia indicada teórica posible limita el mínimo valor posible de  $\tau$  durante el funcionamiento del motor. Cabe mencionar que la máxima potencia indicada teórica está en función directa del área de transferencia de calor en el calentador y al valor del coeficiente de convección del aire dentro del cilindro.

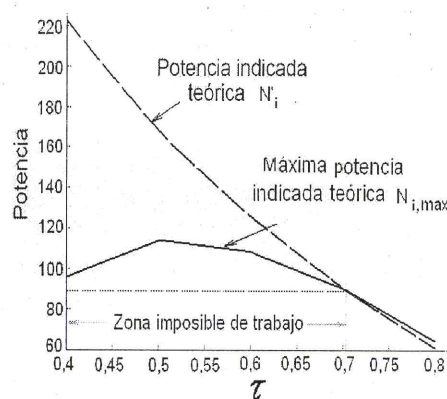
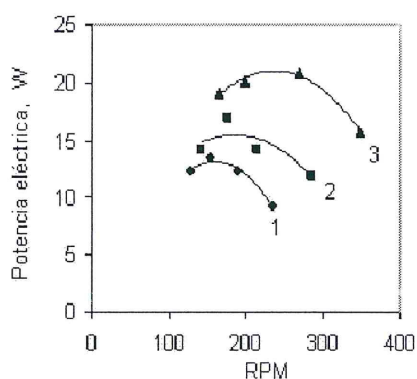


Fig. 7 Curvas de las potencias indicadas  $N_i$  y  $N_{i,max}$  en función de  $\tau$ , a 250 RPM, siendo  $T_{se} = 843K$  y  $T_b = 320K$ .

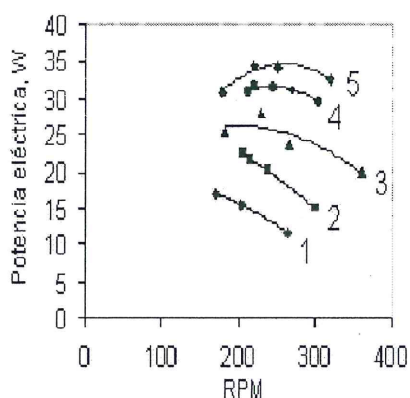


Durante los ensayos, se determinó que con un flujo de GLP de 1,16 kg/h, el motor alcanzó una velocidad de 250 RPM (con los dos tipos de generadores), las temperaturas de las zonas fría y caliente de las paredes externas del cilindro del motor fueron  $T_{se}=843$  K y  $T_b=320$  K, respectivamente. A 250 RPM, el generador de imanes ferríticos tiene una eficiencia de 42%, y el de imanes de neodimio 61%.

Con este flujo de combustible, si se divide la máxima potencia eléctrica obtenida (con cada generador) entre la eficiencia de cada generador, se obtiene una potencia efectiva promedio de aproximadamente 54 W (ver figuras 8 y 9).



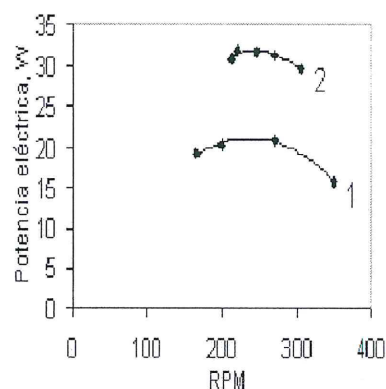
**Fig. 8** Potencia eléctrica vs. RPM para diferentes flujos de combustible utilizando el generador de imanes ferríticos. Flujos de GLP: 1) 0,674kg/h; 2) 0,822kg/h; 3) 1,151kg/h.



**Fig. 9** Potencia eléctrica vs. RPM para diferentes flujos de combustible utilizando el generador de imanes de neodimio. Flujos de GLP: 1) 0,73 kg/h; 2) 0,90kg/h; 3) 0,97 kg/h; 4) 1,16kg/h; 5) 1,39kg/h.

El voltaje y la potencia desarrollada por el generador de imanes ferríticos es menor que el voltaje nominal (12V) de la carga utilizada (focos y batería). Esto se debe a que la velocidad del motor no está en el rango de trabajo óptimo de este generador (de 600 a 1000 RPM) (ver figura 10).

En el caso del generador de imanes de neodimio, las velocidades del motor y del generador son más o menos coincidentes, lo que determina mayores voltajes y potencia eléctrica desarrollada, lo cual debe tomarse en cuenta al conectar directamente la carga al generador eléctrico.



**Fig. 10** Potencia eléctrica vs. RPM para un flujo de combustible de 1,16 kg/h: 1) imanes ferríticos; 2) imanes de neodimio.

La máxima potencia eléctrica que se obtuvo fue de 35 W (con el generador de imanes de neodimio), con un flujo de GLP de 1,3 kg/h y con una velocidad aproximada de 250 RPM. En este caso, la potencia efectiva del motor es 58W. Esta potencia es aproximadamente igual al valor que se obtiene si a la potencia indicada teórica del motor (90W) se le resta las pérdidas mecánicas  $N_m$  (31 W), es decir, 59W, lo que valida al modelo matemático desarrollado.

Adicionalmente, para diseñar un motor Stirling para la generación de energía eléctrica, éste se debe diseñar, por lo menos, para una potencia efectiva (mecánica) igual al doble de la potencia eléctrica a generar.

## CONCLUSIONES

Se logró diseñar y construir localmente el prototipo de un motor Stirling, de tipo beta, de baja potencia

(60W), con una metodología propia que permite la generación de energía eléctrica utilizando GLP como combustible, utilizando una tecnología sencilla y de bajo costo para su fabricación.

El motor construido puede, en principio, trabajar con cualquier tipo de combustible gaseoso disponible, lo que permitiría la posibilidad futura de electrificación de muchas pequeñas comunidades rurales, urbanas marginales o potenciales usuarios individuales.

La potencia eléctrica máxima desarrollada por el motor con GLP es 35 W, la cual es aproximadamente 41% menor que la potencia efectiva (58 W), con un consumo de 1,3 kg/h de combustible.

Utilizando un acumulador de energía (una batería de 75 A.h) permite que el voltaje suministrado sea constante, y hace viable y fácil el uso de la energía eléctrica generada por el motor.

Las emisiones tóxicas y niveles de ruido emitidos por el motor son notoriamente menores que los de un motor de combustión interna, lo cual es muy importante desde el punto de vista ecológico.

A pesar que la potencia y la eficiencia del motor son todavía reducidas, sin embargo, estos resultados y la experiencia adquirida servirán de base para su optimización y desarrollo de un producto final.

## REFERENCIAS

1. **Senft, J. R.**, "Theoretical Limits on the performance of Stirling Engines". *International Journal of Energy Research, Int. J. Energy Res.*, Vol. 22, pp. 991-1000, 1998, USA.
2. **Agüero Zamora, V. R.**, "Diseño y Construcción de un Motor Stirling para la generación de energía eléctrica", Tesis para optar el grado de Ingeniero Mecánico, FIM, UNI, pp. 20 – 52, 2006, Lima - Perú.
3. **Senft, J. R.**, "Small stationary Stirling engine design", *University of Wisconsin, C19/82*, pp. 58 – 60, 1982, USA.
4. **Beale, W.**, "Understanding Stirling Engines", *VITA Technical Paper*, Published by Volunteers in technical assistance, pp. 1 - 30, año 1984, Virginia, USA.
5. **Heywood, J. B.**, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, Inc., 1<sup>st</sup> ed., pp. 678 – 682, 1988, New York.
6. **Koichi Hirata**, "Performance evaluation for a 100W Stirling Engine", *Saitama University*, 1997, pp. 65 – 68, Japan.
7. **Altman, A.**, "Stirling Engine Heat Transfer – A Snappy Primer", pp. 25, 2000, USA.
8. **Martini, W. R.**, "Stirling Engine Design Manual", *University Press of the Pacific*, pp. 17, 2000, Honolulu, Hawaii,

Correspondencia: glira@uni.edu.pe

Recepción de originales: Agosto 2007

Aceptación de originales: Octubre 2007