

## 2. MARCO TEORICO

### 2.1 ANTECEDENTES

El motor Stirling fue originalmente inventado en 1816 por el fraile escocés Sir Robert Stirling. En esta época existía un gran interés en diseñar un sustituto para los motores de vapor ya que estos trabajaban con calderas a muy altas presiones que frecuentemente estallaban. Esto sumado a que los materiales sufrían mucho desgaste por efecto de la corrosión causada por el agua.

Su uso más frecuente era como fuente de potencia para pequeñas bombas de agua y aplicaciones donde una baja potencia era requerida. Se volvió obsoleto con la aparición de los motores de combustión interna y eléctrica y fue rápidamente reemplazado para sumirse en el olvido.

El motor Stirling era reconocido por su facilidad de operación, la sencillez de sus mecanismos, la capacidad de utilizar como combustible cualquier material que ardiera, su confiabilidad, y su poco mantenimiento aunque era bastante pesado con respecto a la potencia generada y era muy costoso.

A pesar de todas sus ventajas, el motor Stirling no logró competir con los nuevos motores de combustión interna y eléctricos que eran más económicos livianos y potentes. Eventualmente desapareció de la escena comercial.

En la época de la segunda guerra mundial hubo grandes avances en la fabricación de aceros inoxidables así como una mayor comprensión de del ciclo Stirling, lo que hizo que algunos científicos volvieran sus ojos a esta tecnología. El

desempeño de los antiguos motores fue mejorado y su tamaño y costo disminuido con la ventaja de que conservó la capacidad de utilizar materiales diversos como combustible.

En la década de los 40's Phillips Electronics dedico gran cantidad de recursos para el desarrollo de un generador de energía que fuera versátil, esto con el fin de abrir nuevos mercados para sus productos eléctricos en lugares donde no había acceso al fluido eléctrico. Este programa duró hasta la década de los 70's pero el único producto que se logro desarrollar comercialmente fue la máquina Stirling inversa que sirve para alcanzar temperaturas criogénicas y es utilizada para la licuefacción<sup>1</sup>.

La investigación en los motores Stirling fue direccionada hacia aplicaciones especiales tales como la generación de potencia en el espacio, motores para autos y hasta corazones artificiales, pero fueron muy pocos los esfuerzos encaminados a desarrollar motores para aplicaciones sencillas y comunes.

Una de la empresas que más trabajó en el desarrollo de los motores Stirling fue Phillips que por largo tiempo trato de desarrollar motores para automóviles con resultados bastante buenos.

En la década de los 80's la agencia americana para el desarrollo internacional (USAID) financio el desarrollo de un motor Stirling sencillo y económico para países en vías de desarrollo. El motor fue diseñado, construido, ensayado y llevado a Bangla Desh y varias copias fueron puestas en operación lo que demostró que motores tan sencillos podrían ser elaborados en talleres de países del tercer mundo<sup>2</sup>.

---

<sup>1</sup> FINKELSTEIN, Theodor: Air engines: 1 ed. Londres, Inglaterra: Profesion engineering Publishing, 2001. 55p.ISBN 1-86058-338-5.

<sup>2</sup> Disponible en Internet: <http://sleekfreak.ath.cx:81/3wdev/VITAHTML/SUBLEV/EN1/STIRLING.HTM>

En la actualidad los motores Stirling no son comunes. Se los puede encontrar como medio de locomoción para submarinos, como plantas de energía en yates y una serie de aplicaciones muy complejas. Sin embargo siguen teniendo un gran potencial como medios de generación de energía en lugares apartados a donde no llegan los hidrocarburos o el fluido eléctrico.

## 2.2 ESTADO DEL ARTE DEL MOTOR STIRLING

En la actualidad el motor Stirling es objeto de muchas investigaciones debido al potencial que tiene para alcanzar altas eficiencias y a su operación silenciosa y limpia. Los niveles de desempeño de los motores Stirling actuales son bastante buenos gracias al desarrollo de nuevos materiales que soportan altas temperaturas y reducen el desgaste, intercambiadores de calor diseñados por computador y la utilización de hidrógeno o helio a altas presiones como fluido de trabajo. A continuación se describen algunos de los usos más comunes del motor Stirling

### 2.2.1 El motor Stirling en la industria automotriz:

Los motores Stirling de la actualidad pueden incluso superar la eficiencia y la relación peso/potencia los de combustión interna y son reconocidos por su baja contaminación. Esto hace que muchos científicos estén haciendo esfuerzos encaminados a adaptar esta tecnología a la industria automotriz para hacer carros eficientes y amigables con el medio ambiente. Científicos de la empresa Phillips en Holanda también han desarrollado motores para camión<sup>1</sup>.

Medis EL, es una empresa israelí que está trabajando en un prototipo de motor Stirling cuyo objetivo es usar el calor de los gases de la combustión de un

---

<sup>1</sup> FINKELSTEIN, Theodor: Air engines: 1 ed. Londres, Inglaterra: Profesionla engineering Publishing, 2001. 113p.ISBN 1-86058-338-5.

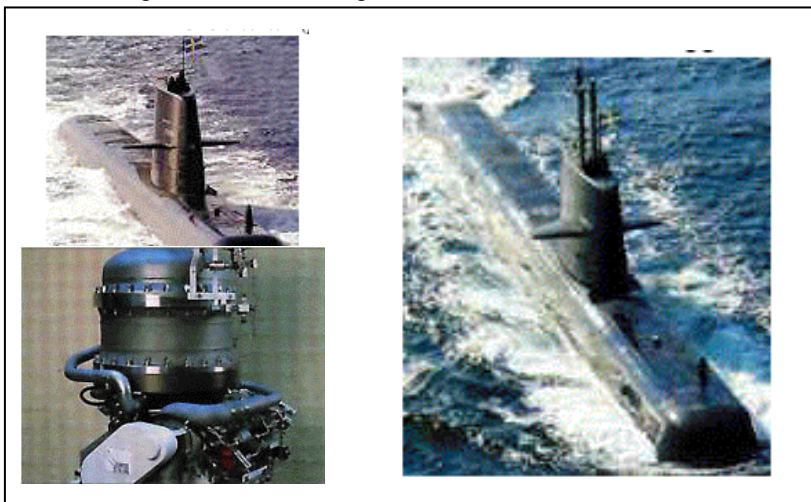
automóvil para propulsar un sistema de aire acondicionado. Esto incrementaría el rendimiento de combustible ya que los aires acondicionados convencionales trabajan con potencia extraída directamente del motor en cambio este nuevo sistema trabajará con calor de desecho que de otra manera se perdería<sup>1</sup>.

### 2.2.2 El motor Stirling en la industria naval:

Kockums es un astillero Suizo que ha fabricado por lo menos 10 submarinos para la armada de ese país cuyo medio de locomoción es el motor Stirling.

La principal innovación en estos submarinos es un sistema de propulsión no dependiente de aire o (AIP). Este funciona con motores Stirling que queman oxígeno puro y diesel en una cámara de combustión presurizada. La presión de los gases de combustión es más alta que la del agua, por lo cual los gases pueden ser evacuados incluso cuando la nave está sumergida. Esta es una gran ventaja sobre los submarinos que tienen plantas eléctricas con motores diesel, ya que estos deben subir a la superficie mientras las baterías se cargan<sup>2</sup>.

Figura 1. Stirling en submarinos



(Kockums@ 2005)

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.memagazine.org/backissues/may99/features/stirling/stirling.html>

<sup>2</sup> Disponible en Internet: <http://www.stirlingengines.org.uk/manufact/manf/misc/subm.html>

Wishper Tec. Es una compañía que se especializa diseñar motores Stirling para la generación de electricidad. Esta empresa fabrica generadores eléctricos para yates donde la operación silenciosa es indispensable para el confort de los tripulantes<sup>1</sup>.

### 2.2.3 Generación de energía:

Stirling Technology inc. es una compañía que fabrica unos motores de 5Hp para lugares donde no hay redes ni infraestructura de fluido eléctrico. Las ventajas de este motor incluyen la capacidad de funcionar con cualquier combustible, ausencia de bujías, carburadores y otros artefactos que comprometen la confiabilidad, operación silenciosa, poca polución, no necesita lubricación ni cambio de aceite y tiene una larga vida<sup>2</sup>.

Figura 2. Stirling para lugares remotos



(Stirling-Tech@, 2006)

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.whispergen.com/main/dcwhispergen/>

<sup>2</sup> Disponible en Internet: <http://www.stirling-tech.com/stirling/st5.htm>

#### 2.2.4 Motor Stirling y la energía solar:

Una empresa que tiene una larga trayectoria en el desarrollo de los motores Stirling es SOLO. Con la ayuda de la unión europea han desarrollado un proyecto llamado Eurodish que consiste en la generación de energía eléctrica por medio de motores Stirling cuya fuente de calor es la energía solar. En la figura 3. se muestra un ejemplo<sup>1</sup>.

Figura 3. Energía solar



(psa@, 2005)

### 2.3 TIPOS DE MOTORES STIRLING

Según la forma en que los componentes de un motor Stirling están interrelacionados, estos se pueden clasificar en diferentes tipos. Las tres configuraciones más comunes son la Alfa, Beta y Gama que se explicarán a continuación.

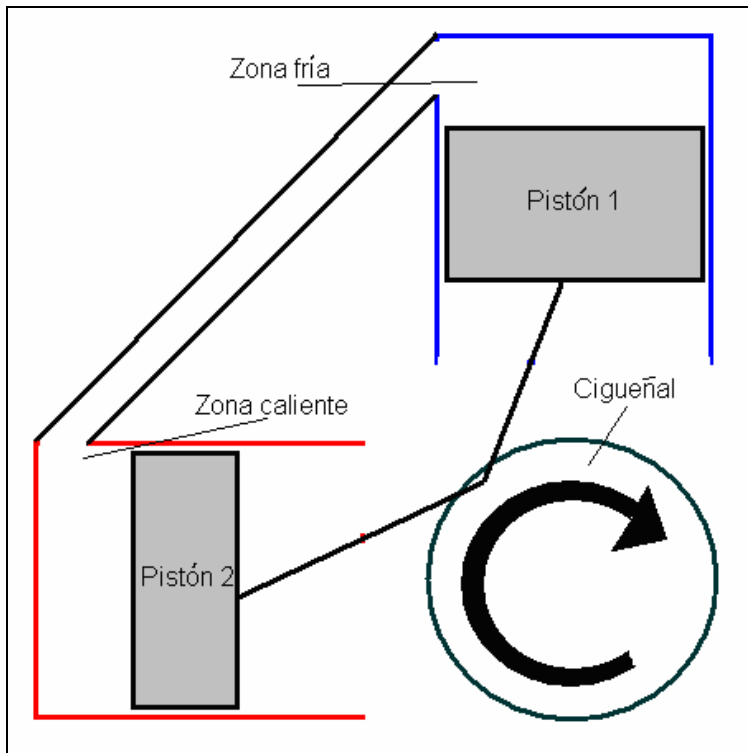
---

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.psa.es/webesp/instalaciones/discos.html>

### 2.3.1 Tipo Alfa:

Este motor consta de dos pistones de potencia ubicados en cilindros separados. Un cilindro actúa como zona caliente y el otro como zona fría. Este tipo de motor tiene una relación potencia/volumen bastante alta y por lo general ambas bielas se encuentran montadas en el mismo pasador del cigüeñal, lo que hace que el mecanismo de transmisión de potencia sea muy sencillo. Sin embargo presenta grandes dificultades a la hora de mantener el gas dentro de ciclo ya que es muy difícil sellar partes móviles, sobre todo el pistón que trabaja en la zona caliente ya que allí se logran altas temperaturas que deterioran los materiales. La esquematización del motor tipo alfa se puede apreciar en la figura 4.

Figura 4. Esquema de motor tipo Alfa

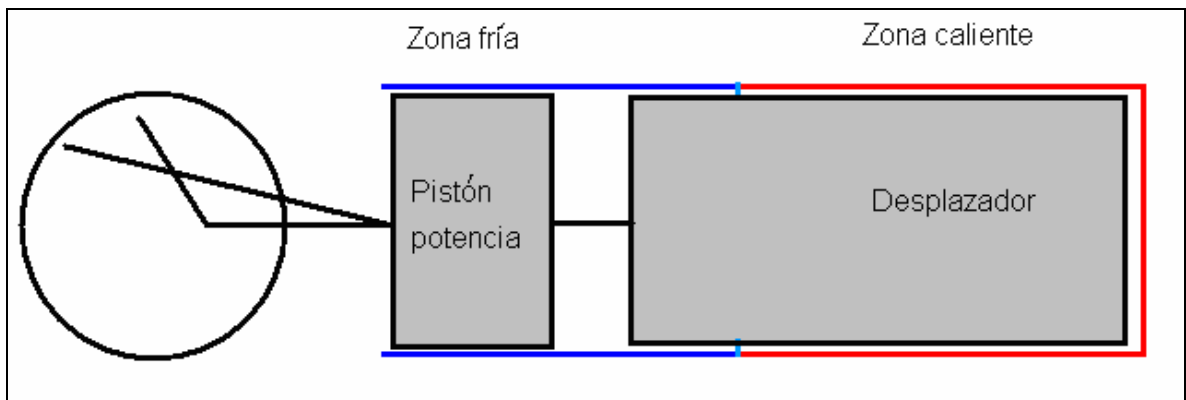


### 2.3.2 Tipo Beta:

En esta configuración se encuentran montados el desplazador y el pistón dentro de un mismo cilindro, el cual está cerrado en la zona caliente. El pistón de potencia evita que el aire se escape de la zona fría. El principal problema que presenta este motor es la complejidad de mecanismos ya que el eje que transmite la fuerza al desplazador entra al sistema a través del pistón de potencia. Este mecanismo es igual al del primer motor diseñado por Robert Stirling.

A continuación se muestra en la figura 5. un esquema del motor tipo beta.

Figura 5. Esquema de motor tipo Beta



### 2.3.3 Tipo Gama:

Es prácticamente igual al Beta con la diferencia de que el desplazador y el pistón de potencia se encuentran en cilindros separados. Esta configuración tiene una menor relación de compresión\* pero sus mecanismos son mucho más simples. Si los cilindros se posicionan a 90 grados uno con respecto del otro (en V), se

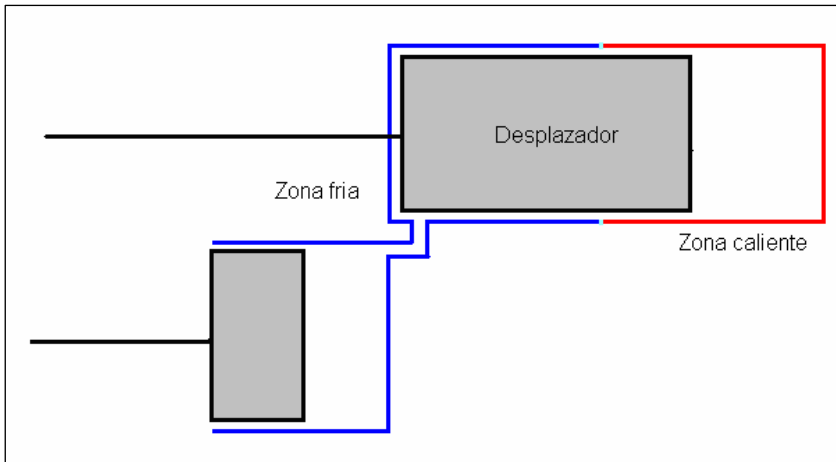
---

\* Relación de compresión es la razón entre el volumen máximo y mínimo que se alcanza al interior del motor en un ciclo. Esta directamente relacionado con el trabajo que es capaz de generar el motor en cada ciclo.



pueden montar sobre el mismo pasador del cigüeñal haciendo los aun más simples.

Figura 6. Esquema de motor tipo Gama



La siguiente tabla muestra una comparación cualitativa de los diferentes tipos de motor Stirling.

Tabla 1. Comparación de los diferentes tipos de motor Stirling.

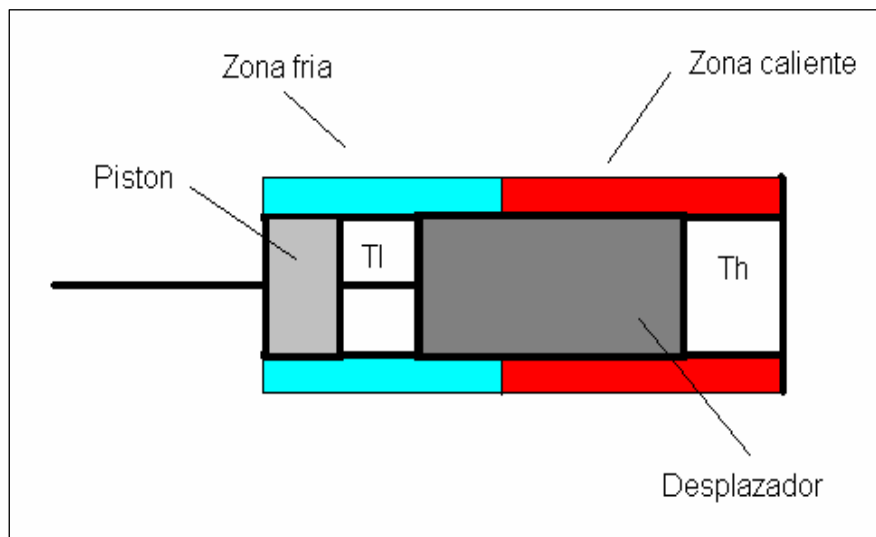
<b>Comparación cualitativa de las diferentes configuraciones de motor Stirling</b>		
<b>Tipo de motor</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Alfa	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alta relación Potencia Volumen</li> <li>• Sencillez de mecanismos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dificultad para sellar las cámaras</li> </ul>
Beta	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Recrea el diseño original de Stirling</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mecanismos complejos y voluminosos</li> </ul>
Gama	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sencillez de mecanismos</li> <li>• Facilidad de Sellado</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Relación de compresión baja</li> </ul>

## 2.4 CICLO STIRLING IDEAL

El principio básico del ciclo Stirling consiste en un gas encerrado dentro de un cilindro hermético que tiene un extremo caliente y uno frío. Dentro del cilindro se encuentran un pistón de potencia y un pistón desplazador. El pistón de potencia tiene como funciones evitar que el gas salga y transmitir el trabajo al exterior del cilindro. La función del desplazador es hacer que el aire se mueva de la zona fría a la caliente y viceversa.

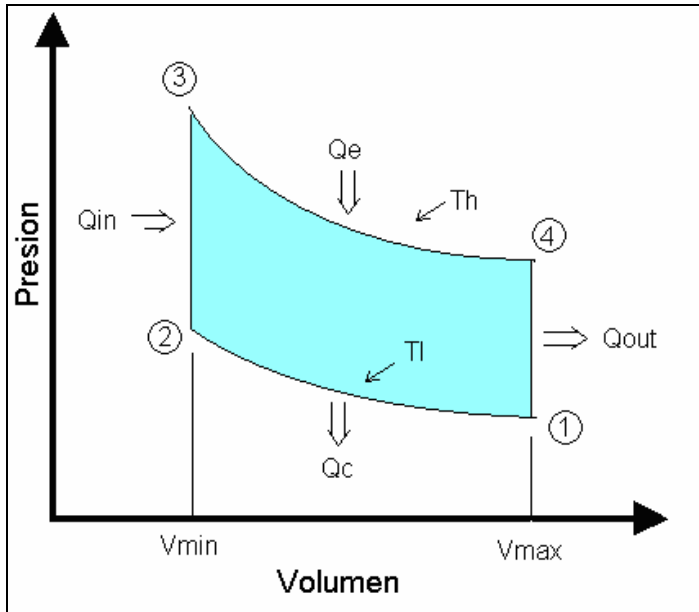
Si el gas es desplazado hacia la parte caliente del cilindro, se expande aumentando la presión interna lo cual permite obtener trabajo. Luego el gas es desplazado a la parte fría donde baja su temperatura y disminuye la presión.

Figura 7. Zonas de un motor Stirling



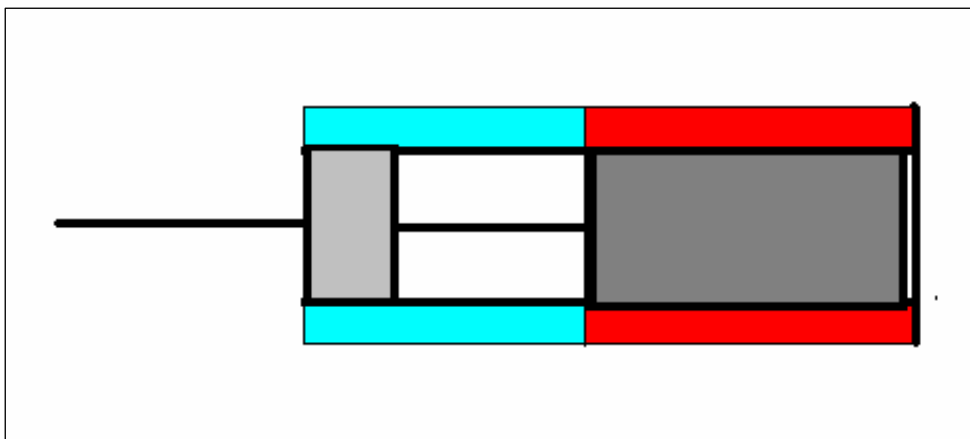
El ciclo se compone de cuatro fases que se pueden observar claramente en un diagrama P-V.

Figura 8. Ciclo Stirling ideal en un diagrama P-V



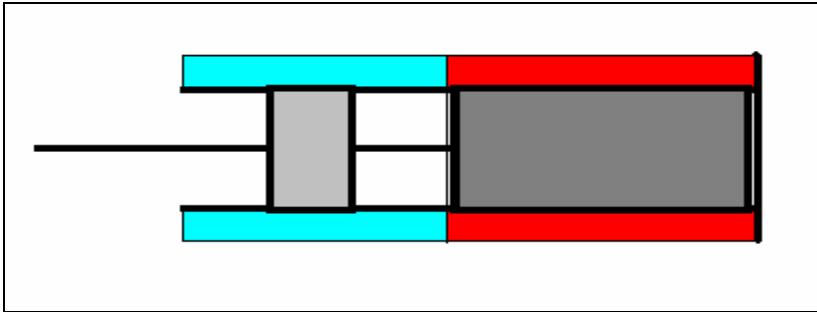
Fase 1: El desplazador se encuentra en la zona caliente y el pistón de potencia se encuentra en el extremo del cilindro por lo que el volumen del gas es máximo. Este se encuentra en la zona fría y la presión es mínima.

Figura 9. Fase 1 de ciclo Stirling



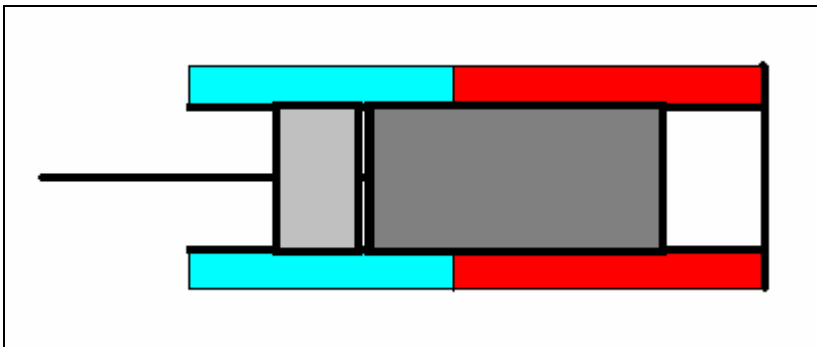
Fase 2: En esta fase el pistón se encuentra totalmente adelante, lo que hace que la presión aumente y el gas permanezca en la zona fría.

Figura 10. Fase 2 de ciclo Stirling



Fase 3: El pistón permanece en su lugar mientras el desplazador se mueve hacia la zona fría haciendo que el gas ocupe la zona caliente. Por lo tanto el volumen sigue siendo mínimo mientras que el gas está a alta temperatura y máxima presión

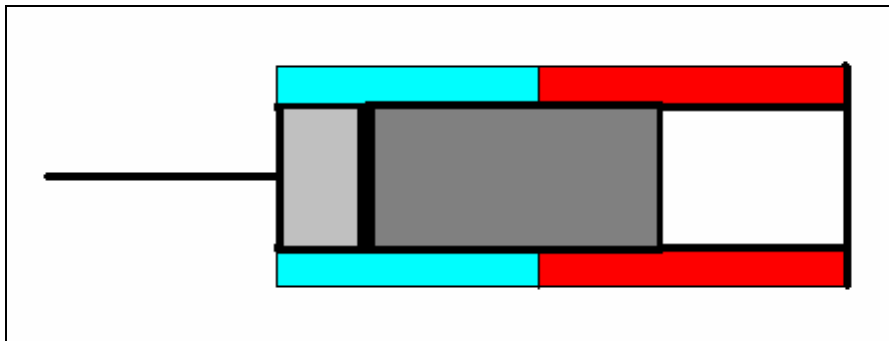
Figura 11. Fase 3 de ciclo Stirling



Fase 4: El aire caliente a alta presión mueve el pistón hasta el final del recorrido. En esta fase tenemos máximo volumen y el gas ocupa la zona caliente del cilindro. Luego se mueve el desplazador hacia la zona caliente para volver a iniciar el ciclo.

Para que este ciclo continúe indefinidamente se le debe proporcionar calor constantemente a la zona caliente y retirárselo a la zona fría

Figura 12. Fase 4 de ciclo Stirling

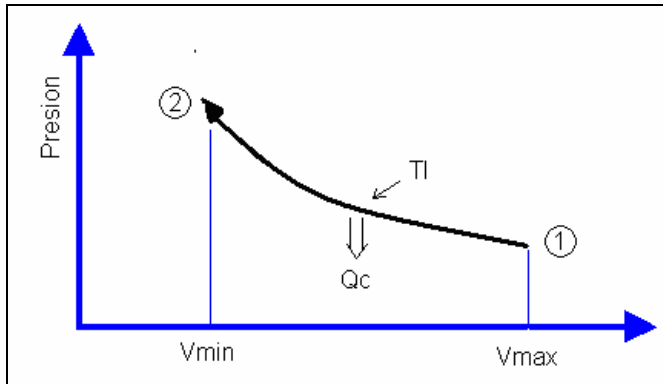


#### 2.4.1 Procesos del ciclo:

Para pasar de una fase a otra de ciclo Stirling debe ocurrir un proceso termodinámico. En total se requieren cuatro procesos para que se complete un ciclo. Estos serán enumerados a continuación:

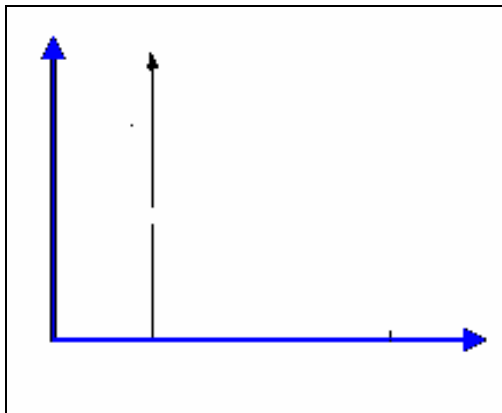
Si se analiza el proceso 1-2 de la grafica se observa que se da una compresión isotérmica lo que significa que hay que aplicarle al motor un trabajo externo para pasar de la fase1 a la 2. En este proceso se libera una cantidad de calor  $Q_c$

Figura 13. Proceso 1-2 del ciclo Stirling



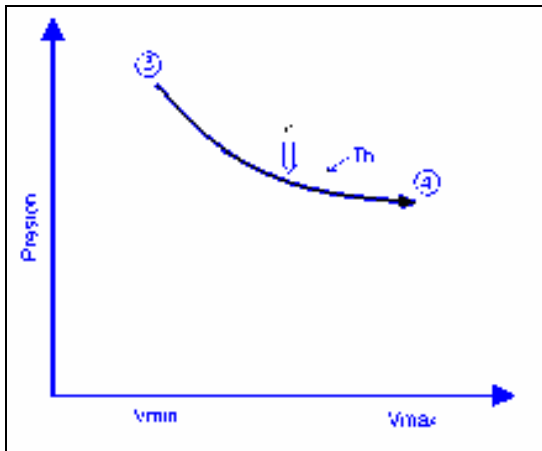
En el proceso 2-3 se le entrega al motor una cantidad de calor ( $Q_{in}$ ) para elevar la temperatura del gas de ( $T_L$ ) a ( $T_H$ ), todo esto a volumen constante (Proceso isocórico).

Figura 14. Proceso 2-3 del ciclo Stirling



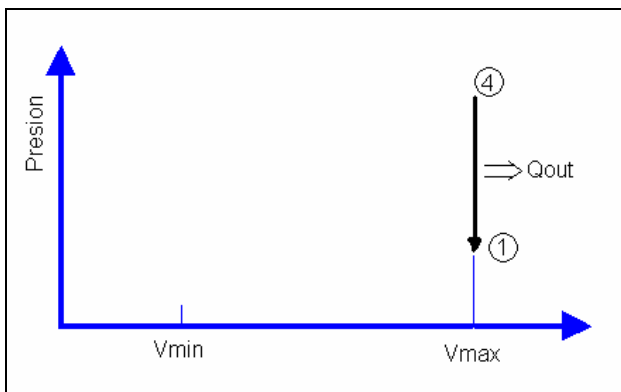
Luego, en el proceso 3-4, el aire que estaba a máxima presión hace que el pistón se desplace hasta lograr el volumen máximo, todo esto a temperatura  $T_H$  (proceso isotérmico). En esta etapa del ciclo es cuando el motor recibe una cantidad de energía de ( $Q_c$ ). La diferencia entre  $Q_c$  y  $Q_E$  es el trabajo total entregado por ciclo.

Figura 15. Proceso 3-4 del ciclo Stirling



Por último el desplazador hace que el aire se mueva de la zona caliente a la zona fría por lo cual la temperatura de este disminuye al perder una cantidad de calor ( $Q_{out}$ ) y por consiguiente la presión baja.

Figura 16. Proceso 4-1 del ciclo Stirling



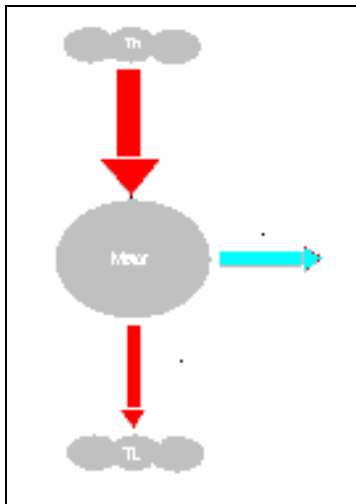
#### 2.4.2 Eficiencia:

Para convertir calor en trabajo de forma cíclica se necesita un dispositivo denominado máquina térmica. Este dispositivo toma una cantidad de calor de una fuente de alta temperatura, una parte de este calor la convierte en trabajo y el

resto lo desecha a un sumidero de baja temperatura en forma de calor de desecho.

En la siguiente grafica se muestra el funcionamiento de una maquina térmica:

Figura 17. Esquema de una maquina térmica



La eficiencia  $\eta$  es la fracción del calor que entro que se pudo convertir en trabajo.

De esta manera:

Ecuación 1.

$$\eta = \frac{W}{Q_{\text{entra}}}$$

Ecuación 2.

$$Q_{\text{in}} = W + Q_{\text{out}}$$



Ecuación 3.

$$\eta = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}}$$

Si partimos de la base que el gas se comporta como ideal ( $PV=mRT$ ), y analizando la figura 8. el rendimiento del ciclo será:

Ecuación 4.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{sale}}{Q_{entra}}$$

Lo cual se puede escribir como:

Ecuación 5.

$$\eta = \frac{(Q_E + Q_{in} - Q_E - Q_{out})}{Q_E + Q_{in}}$$

Se puede demostrar que  $Q_{in} = Q_{out}$  en magnitud pues se trata de un calentamiento y un enfriamiento de la misma cantidad de masa a volumen constante entre las mismas dos temperaturas.

Ecuación 6.

$$Q_{in} = C_v \times m(T_H - T_L) = -Q_{out} = -C_v \times m(T_H - T_L)$$

Por consiguiente el rendimiento se puede expresar así:

Ecuación 7.

$$\eta = \frac{(Q_E - Q_C)}{(Q_E + Q_{in})}$$

Si hay regenerador se logra recuperar el calor  $Q_{out}$  para que sirva como  $Q_{in}$ . Además, solo en el primer ciclo será necesario aportar el calor externo  $Q_{in}$ . De allí en adelante se recupera en forma interna, por lo tanto el rendimiento queda como:

Ecuación 8.

$$\eta = \frac{Q_E - Q_C}{Q_E}$$

Como la evolución 1-2 es isotérmica a  $T_L$ , y teniendo en cuenta que  $P_i$  es la presión en el punto i se tiene que:

Ecuación 9.

$$Q_C = R'T_L \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \implies -Q_C = R'T_L \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

y

Ecuación 10.

$$Q_E = R'T_H \ln\left(\frac{p_4}{p_3}\right)$$

de donde:

Ecuación 11.

$$\eta = R'T_H \ln\left(\frac{p_4}{p_3}\right) - Q_C = \frac{R'T_H \ln(p_1/p_2)}{R'T_L \ln(p_4/p_3)}$$

Es fácil demostrar que:

Ecuación 12.

$$\frac{p_4}{p_3} = \frac{p_1}{p_2}$$

Ecuación 13.

$$pV = R'T \implies \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_1}{p_2} = V_{\min}/V_{\max}$$

Por lo tanto:

Ecuación 14.

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \text{que es el rendimiento de Carnot.}$$

## 2.6. TRABAJO POR CICLO:

El trabajo por ciclo se entiende como la integral de todos los trabajos durante el ciclo y corresponde a su vez al área de la gráfica en el diagrama P-V.

Ecuación 15.

$$dW = PdV$$

Donde P es la presión, W el trabajo y V el volumen que ocupa el fluido de trabajo.

Ecuación 16.

$$dW = \frac{mR}{V}(T_H - T_L)dV$$

Donde R es la constante del gas.

Ecuación 17.

$$W_{\text{ciclo}} = \int \frac{mR}{V}(T_H - T_L)dV$$

Ecuación 18.

$$W_{\text{ciclo}} = mR(T_H - T_L) \ln\left(\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}\right)$$

De la ecuación anterior es importante destacar que el trabajo por ciclo depende directamente de la masa (m) de gas en este.

## 2.5 TEORÍA SCHMIDT PARA MOTORES STIRLING

La teoría de Schmidt es un método para calcular desempeño de motores Stirling basado en la ley de los gases ideales<sup>1</sup>.

### 2.5.1 Consideraciones:

El desempeño del motor puede ser graficado en un diagrama P-V. El volumen del motor es calculado usando la geometría interna y el ángulo en el cual se encuentre el cigüeñal. Cuando se establecen los volúmenes internos, las temperaturas y la masa del fluido de trabajo, la presión puede ser calculada usando la ecuación del gas ideal.

Ecuación 19.

$$PV = mRT$$

La presión del motor es calculada teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

---

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>

- (a) No hay pérdida de presión en los conductos internos y la presión es igual en todo el motor para un instante de tiempo determinado.
- (b) Los procesos de expansión y compresión son isotérmicos.
- (c) El fluido de trabajo se comporta como un gas ideal.
- (d) El volumen muerto de la zona caliente se mantiene a una temperatura  $T_E$ , y el volumen muerto de la zona fría se mantiene a una temperatura  $T_C$  durante el ciclo.
- (e) La temperatura del gas en el regenerador es el promedio entre la temperatura en la zona fría y la temperatura en la zona caliente.
- (f) El volumen de expansión  $V_E$  y el de compresión  $V_C$  cambian de acuerdo a la función coseno.

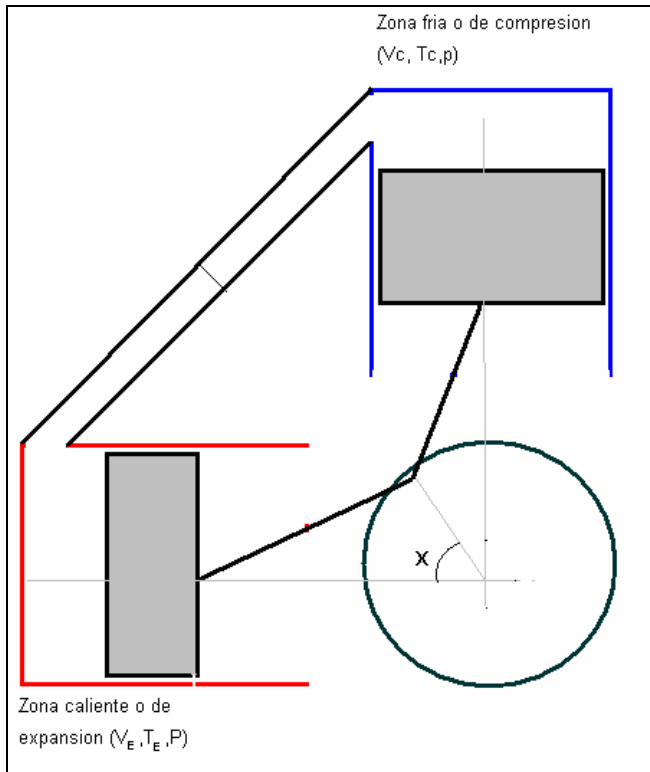
Tabla 2. Símbolos usados en la teoría Schmidt

Nombre	Símbolo	Unidades
Presión de el motor	P	Pa
Volumen barrido por el pistón de expansión o por el desplazador	Vse	m <sup>3</sup>
Volumen barrido por el pistón de compresión o pistón de potencia	Vsc	m <sup>3</sup>
Volumen muerto de la zona de expansión o zona caliente	Vde	M <sup>3</sup>
Volumen del regenerador	Vr	m <sup>3</sup>
Volumen muerto de la zona de compresión o zona fría	Vdc	m <sup>3</sup>
Volumen actual de la zona caliente	Ve	m <sup>3</sup>
Volumen actual de la zona fría	Vc	m <sup>3</sup>
Volumen actual total	V	m <sup>3</sup>
Masa del fluido de trabajo	m	kg
Constante del gas	R	J/kgK
Temperatura del gas en la zona caliente	Th	K
Temperatura del gas en la zona fría	TL	K
Temperatura del gas en el regenerador	Tr	K
Angulo de fase	dx	grados
Relación de temperaturas	t	
Relación de volúmenes barridos	v	
Relación de volúmenes muertos	X	
Velocidad del motor	n	Hz
Trabajo de expansión por ciclo	We	J
Trabajo de compresión por ciclo	Wc	J
Trabajo total por ciclo	Wi	J
Potencia de expansión	Le	W
Potencia de compresión	Lc	W
Potencia por ciclo	Li	W
Eficiencia	e	

### 2.5.2 Motor tipo Alfa:

La siguiente figura muestra en esquema del motor Alfa:

Figura 18. Stirling tipo Alfa



Los volúmenes en la zona fría y caliente para un ángulo determinado del cigüeñal son lo primero que se determina. El volumen actual, que es el volumen en cada parte del ciclo, está determinado por el ángulo  $x$  ( $x=0$  cuando el pistón de expansión se encuentra en la parte más alta del recorrido).

En las ecuaciones que se van a nombrar a continuación se cambiará el subíndice (H) de *hot*, que hace referencia a las variables asociadas a la zona caliente por el subíndice (E) de expansión. Así mismo se cambiará el subíndice (L) de *low* que hace referencia a la zona fría por (C) de compresión. Por ejemplo:  $T_H$  ahora será  $T_E$  y  $T_L$  será  $T_C$ .

El volumen actual de expansión  $V_E$  es determinado por la ecuación (20) y depende de  $V_{SE}$  y  $V_{DE}$  así como del ángulo  $x$ .

Ecuación 20.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

El volumen actual de la zona fría  $V_C$  es determinado por la ecuación (21) y depende de  $V_{SC}$ ,  $V_{DC}$  y de el ángulo  $x$ .

Ecuación 21.

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}\{1 - \cos(x - dx)\} + V_{DC}$$

El volumen actual total está definido en la ecuación 22.

Ecuación 22.

$$V = V_E + V_R + V_C$$

Teniendo en cuenta las consideraciones (a), (b) y (c), la masa total al interior del motor  $m$  es calculada usando la presión del motor  $P$  y las temperaturas en las diferentes zonas así:

Ecuación 23.

$$m = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_R}{RT_R} + \frac{PV_C}{RT_C}$$

La relación de temperaturas  $t$ , relación de volúmenes de barridos  $v$  y las relaciones de volúmenes muertos se determinan usando las siguientes ecuaciones:



Ecuación 24.

$$t = \frac{T_C}{T_E}$$

Ecuación 25.

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 26.

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}$$

Ecuación 27.

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 28.

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}}$$

La temperatura en el regenerador es calculada teniendo en cuenta la consideración (f).

Ecuación 29.

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2}$$

Cuando la ecuación (22) es transformada usando las ecuaciones (23) y (27) la masa total de aire es la siguiente:

Ecuación 30.

$$m = \frac{PV_{SE}}{2RT_c} \{S - B \cos(x - a)\}$$

Donde:

Ecuación 31.

$$a = \tan^{-1} \frac{v \cdot \sin dx}{t + \cos dx}$$

Ecuación 32.

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC}$$

Ecuación 33.

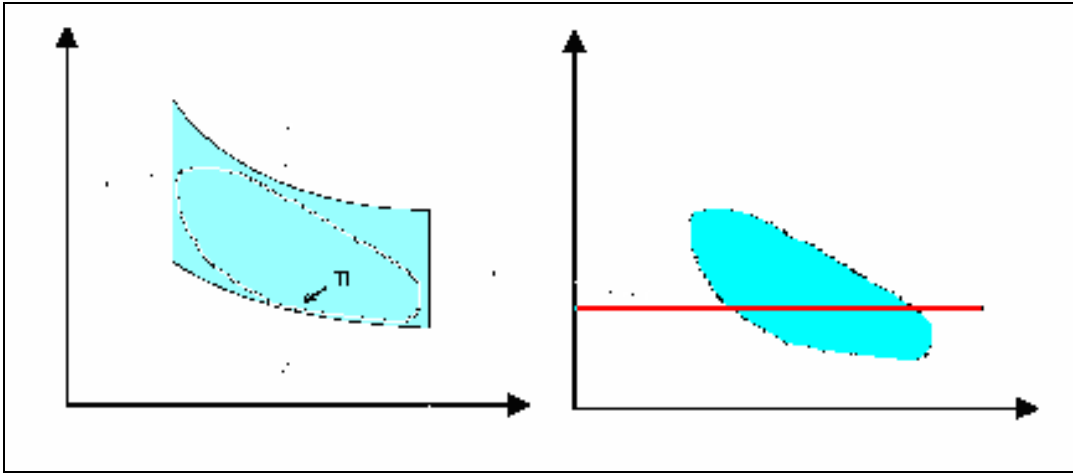
$$B = \sqrt{t^2 + 2tv \cos dx + v^2}$$

Ecuación 34.

$$P = \frac{2mRT_c}{V_{SE} \{S - B \cos(\theta - a)\}}$$

La presión media es un arreglo matemático muy útil para cálculos posteriores. Es una presión que equivale a la presión promedio que hay al interior del motor durante todo el ciclo.

Figura 19. Pmean en un diagrama P-V



Ecuación 35.

$$P_{\text{mean}} = \frac{1}{2\pi} \int P dx = \frac{2mRT_c}{V_{SE} \sqrt{S^2 - B^2}}$$

Donde:

Ecuación 36.

$$c = \frac{B}{S}$$

Ecuación 37.

$$P = \frac{P_{\text{mean}} \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cos(x - a)} = \frac{P_{\text{mean}} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)}$$

Ecuación 38.

$$P_{\text{min}} = \frac{2mRT_c}{V_{SE}(S+B)}$$

Ecuación 39.

$$P = \frac{P_{\min}(S+B)}{S-B \cos(x-a)} = \frac{P_{\min}(1+c)}{1-c \cdot \cos(x-a)}$$

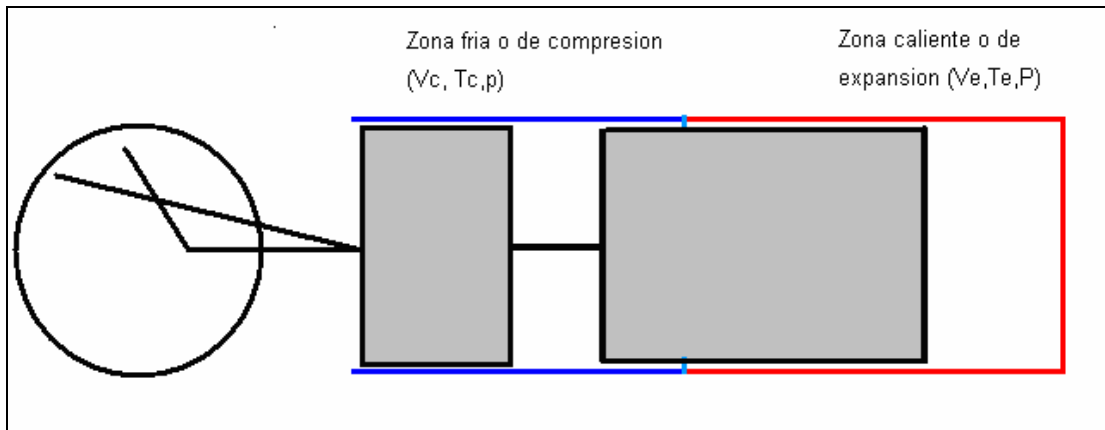
Ecuación 40.

$$P = \frac{P_{\max}(S-B)}{S-B \cos(x-a)} = \frac{P_{\max}(1-c)}{1-c \cdot \cos(x-a)}$$

### 2.5.3 Motor tipo Beta:

Las ecuaciones del motor tipo Beta son similares a las de Alfa. La siguiente gráfica muestra el esquema funcional.

Figura 20. Stirling tipo Beta



El volumen actual en las zonas de expansión y compresión es descrito en las siguientes fórmulas:

Ecuación 41.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

Ecuación 42.

$$V_c = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}\{1 - \cos(x - dx)\} + V_{DC} - V_B$$

En el caso del motor tipo Beta, el pistón desplazador y el de potencia se encuentran ubicados en el mismo cilindro. Esto permite que los recorridos de ambos pistones se superpongan y cuando esto ocurre se crea un espacio de trabajo efectivo  $V_B$  que es calculado en la siguiente ecuación.

Ecuación 43.

$$V_B = \frac{V_{SE} + V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{V_{SE}^2 + V_{SC}^2}{4} - \frac{V_{SE} V_{SC}}{2} \cos dx}$$

El volumen actual  $V$  esta definido en la ecuación

Ecuación 44.

$$V = V_E + V_R + V_C$$

La presión al interior del motor será:

Ecuación 45.

$$P = \frac{P_{mem} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{min} (1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{max} (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)}$$

Donde:

Ecuación 46.

$$t = \frac{T_C}{T_E}$$

Ecuación 47.

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 48.

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}}$$

Ecuación 49.

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}$$

Ecuación 50.

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 51.

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}}$$

Ecuación 52.

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx + 1}$$

Ecuación 53.

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tX_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1 - 2X_B$$

Ecuación 54.

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1}$$

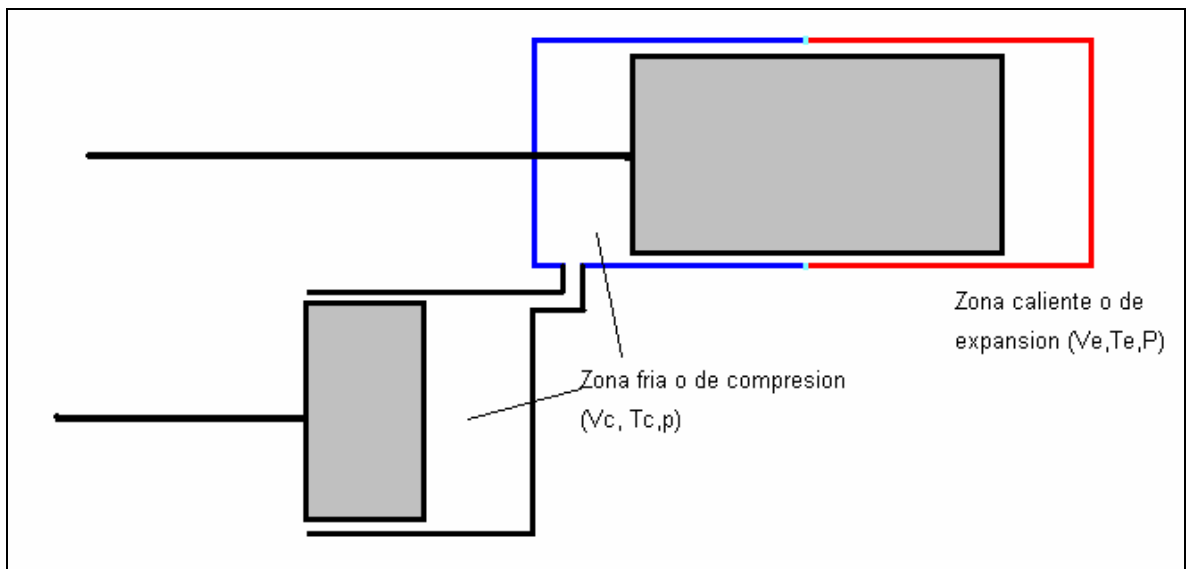
Ecuación 55.

$$c = \frac{B}{S}$$

#### 2.5.4 Motor tipo Gama:

Las siguientes ecuaciones muestran el modelo de cálculo para el motor gama:

Figura 21. Motor tipo Gama



Ecuación 56.

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE}$$

Ecuación 57.

$$V_C = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC}$$

Ecuación 58.

$$V = V_E + V_R + V_C$$

Ecuación 59.

$$P = \frac{P_{\text{mem}} \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{\text{min}} (1 + c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)} = \frac{P_{\text{max}} (1 - c)}{1 - c \cdot \cos(x - a)}$$

Ecuación 60.

$$t = \frac{T_C}{T_E}$$

Ecuación 61.

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 62.

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}}$$

Ecuación 63.

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}}$$

Ecuación 64.

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}}$$



Ecuación 65.

$$a = \tan^{-1} \frac{v \sin dx}{t + \cos dx + 1}$$

Ecuación 66.

$$S = t + 2tX_{DE} + \frac{4tV_R}{1+t} + v + 2X_{DC} + 1$$

Ecuación 67.

$$B = \sqrt{t^2 + 2(t-1)v \cos dx + v^2 - 2t + 1}$$

Ecuación 68.

$$c = \frac{B}{S}$$

### 2.5.5 Trabajo, potencia y eficiencia

El trabajo por ciclo (área del diagrama P-V) puede ser calculado con los coeficientes descritos anteriormente.

La energía de expansión  $W_E$  (J) basado en la presión media  $P_{mean}$ , la presión mínima  $P_{min}$ , y la máxima  $P_{max}$ . se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 69.

$$W_E = \int P dV_E = \frac{P_{mean} V_{SE} \pi c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{min} V_{SE} \pi c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{P_{max} V_{SE} \pi c \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}}$$

La energía de compresión se calcula de manera similar.

Ecuación 70.

$$W_c = \int P dV_c = -\frac{P_{\text{mean}} V_{SE} \pi c t \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = -\frac{P_{\text{min}} V_{SE} \pi c t \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = -\frac{P_{\text{max}} V_{SE} \pi c t \cdot \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}}$$

La energía por ciclo  $W_i$ (J) se obtiene de la suma del energía de compresión y el de expansión..

Ecuación 71.

$$W_i = W_e + W_c$$

Ecuación 72.

$$= \frac{P_{\text{mean}} V_{SE} \pi c (1 - t) \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} = \frac{P_{\text{min}} V_{SE} \pi c (1 - t) \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 + c}}{\sqrt{1 - c}} = \frac{P_{\text{max}} V_{SE} \pi c (1 - t) \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \cdot \frac{\sqrt{1 - c}}{\sqrt{1 + c}}$$

Las relaciones entre  $P_{\text{mean}}$ ,  $P_{\text{min}}$  y  $P_{\text{max}}$  se definen a continuación:

Ecuación 73.

$$\frac{P_{\text{min}}}{P_{\text{mean}}} = \sqrt{\frac{1 - c}{1 + c}}$$

Ecuación 74.

$$\frac{P_{\text{max}}}{P_{\text{mean}}} = \sqrt{\frac{1 + c}{1 - c}}$$

La potencia de expansión  $L_E$ (W), la potencia de compresión  $L_C$ (W) y la potencia del motor  $L_i$ (W) se definen a continuación utilizando la velocidad del motor (Hz).

Ecuación 75.

$$L_E = W_E n$$

Ecuación 76.

$$L_C = W_C n$$

Ecuación 77.

$$L_i = W_i n$$

La eficiencia del motor se calcula as.

Ecuación 78.

$$e = \frac{W_i}{W_E} = 1 - t$$

## 2.6 NÚMERO DE BEALE

Con las ecuaciones anteriores se puede obtener el trabajo y la potencia del ciclo termodinámico. Sin embargo, al diseñar un motor lo que ralmente se busca es una potencia real o útil, en este caso, una potencia en el eje.

Para calcular la potencia efectiva que entregará el motor se deben tener en cuenta irreversibilidades como fricción, caídas de presión en los conductos, etc.

El número de Beale es un factor que ha sido desarrollado con base en la observación de motores ya construidos que ayuda a predecir la potencia útil de un motor teniendo en cuenta el volumen barrido por el pistón de potencia, la presión media y la velocidad del motor.

Ecuación 79.

$$L_s = B_n \times P \times V \times N$$

Se puede calcular la potencia útil con la fórmula anterior teniendo en cuenta que  $L_s$  es la potencia al eje,  $B_n$  es el número de Beale,  $P$  es la presión media ( $P_{mean}$ ),  $V$  es el volumen en centímetros cúbicos y  $N$  es la velocidad en hertz. El número de Beale va desde 0.011 para motores pequeños hasta 0.015 para motores de alto desempeño y que trabajan a altas temperaturas<sup>1</sup>.

## 2.7 CARRERA Y DIAMETRO DE LOS PISTONES

Cuando se escoge una relación Carrera/diámetro\* hay que tener en cuenta las RPM deseadas, el área superficial, materiales de los anillos y las presiones a las cuales van a trabajar.

La carrera es la distancia que recorre el pistón desde el punto más bajo del cilindro hasta el más alto, y las RPM son la cantidad de veces que hace esto en un minuto, por lo tanto la distancia total recorrida en un minuto por el cilindro es:

$$Dist = 2 \times Carrera \times Rpm$$

En la ecuación anterior se observa que la distancia es directamente proporcional a la carrera. Ahora bien, todo el tiempo el dispositivo encargado del sello esta

---

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/english/beale.htm>

\* Es la relación entre la distancia que recorre el pistón desde el extremo mas alto del cilindro hasta el mas bajo y el diámetro del mismo.

montado sobre el pistón y deslizando sobre el cilindro, lo que genera rozamiento. Es evidente que a mayor distancia recorrida habrá más desgaste.

Carreras largas generan más desgaste que carreras cortas, o mirándolo desde otro punto de vista, para un mismo volumen de motor, una carrera corta permite más RPM.

En lo que respecta al área del cilindro, con carreras pequeñas el diámetro tendrá que ser grande y el área interior será mayor. Para el caso de los motores de combustión externa, es necesario tener áreas grandes de transferencia para poder absorber y retirar calor eficientemente.

Un problema que implican los diámetros grandes es que para una misma presión generan fuerzas mayores que pueden afectar los mecanismos biela-manivela.

### 3. PROCESO DE DISEÑO

#### 3.1 METODOLOGIA

Para calcular los volúmenes del motor se partió del objetivo propuesto de obtener 100 vatios de potencia. Luego de definir las condiciones de operación como presión de carga, temperatura en las zonas fría y caliente, fluido de trabajo y RPM, se determinaron las variables termodinámicas del ciclo.

Como se mencionó anteriormente existen tres tipos de configuraciones básicas para motor Stirling (Alfa, Beta y Gamma), cada una de las cuales tiene unas ecuaciones distintas para calcular el trabajo esperado. Después de realizar un análisis en cuanto a las ventajas y desventajas de cada una de estas configuraciones se escogió la más atractiva en cuanto a desempeño y sencillez de mecanismos.

Teniendo claro el tipo de motor y las condiciones de operación, se utilizaron los conceptos y las ecuaciones de la teoría de Schmidt y la ecuación de Beale para obtener la geometría del motor (Volumen de compresión y de expansión).

Luego se comenzó con el diseño mecánico del motor haciendo énfasis en la utilización de piezas y materiales tanto comerciales como económicos dentro del mercado local. Los pistones, bielas, anillos, sellos, etc. No se fabricarían mientras fuera posible adquirirlos ya manufacturados, siempre y cuando brindaran una solución adecuada a cada problema.

Una vez construido el prototipo, se analizó el desempeño detectando posibles problemas y fallas. Luego se inició el proceso de rediseño siguiendo todos los pasos anteriores.

### 3.2 PARAMETROS DE DISEÑO

Teniendo en cuenta que el motor sería diseñado para entregar una potencia de 100 vatios se debieron determinar las condiciones de operación tales como las temperaturas en las zonas fría y caliente, presión interna y RPM. La geometría sería el resultado del análisis termodinámico.

En la literatura se pueden encontrar motores que trabajen con calentamientos desde 40 grados centígrados hasta 1200 grados. Para determinar la temperatura a la cual se iba a calentar el motor hubo que tener en cuenta la resistencia de los materiales con los cuales se iba a manufacturar la zona caliente así como el dispositivo que se iba a utilizar para calentarla. En este caso se utilizaría acero comercial que sería calentado con gas propano lo cual daba lugar para diseñar con una temperatura que podría estar entre  $500^{\circ}\text{C}$  y  $700^{\circ}\text{C}$  sin dañar el material. Asimismo la zona fría se mantendría refrigerada por medio de una camisa por la cual circularía agua a una temperatura de alrededor de 25 grados centígrados lo que permitió pensar que se podría trabajar con una temperatura 50 grados.

El motor se diseñó teniendo como presión de carga la presión atmosférica para la ciudad de Medellín que es más o menos de 86Kpa.

La velocidad del motor depende en gran parte de la capacidad que se tenga para calentarlo pero también está limitada por la velocidad de la transferencia de calor que se da entre la fuente de calor y el interior de la zona caliente y de la zona fría al exterior. Teniendo en cuenta que este proyecto se enfocó a la parte termodinámica era difícil precalcular que cantidad de RPM se podrían obtener. Por

lo tanto se optó por diseñar con base a unas revoluciones por minuto bajas. Según la información disponible 1000RPM es una velocidad aceptable para un motor al cual no se le hizo énfasis en los intercambiadores de calor<sup>1</sup>.

Teniendo en cuenta el análisis anterior se pudieron establecer las siguientes condiciones de operación:

- La potencia en el eje debería ser de 100W.
- La temperatura en la zona sería de 600<sup>0</sup>C.
- La temperatura en la zona fría sería de 50<sup>0</sup>C
- Se asumió que el motor podría llegar a 1000RPM.
- El aire de trabajo sería introducido al motor cuando el volumen en el interior de este fuera máximo. Este aire se estaría a temperatura ambiente (25<sup>0</sup>C) y a presión atmosférica de 86Kpa.

### 3.3 TIPO DE MOTOR

Al analizar las ventajas y desventajas de cada uno de los diferentes tipos de motores se optó por diseñar uno tipo Alfa por la facilidad del mecanismo de transmisión biela-cigüeñal. También se tomó en cuenta que era una configuración que no había sido trabajado en la universidad EAFIT.

Así mismo se tuvo en cuenta el hecho de que un motor bajo la configuración Alfa se puede convertir en Gama fácilmente.

---

<sup>1</sup> Disponible en Internet: <http://www.geocities.com/viebachstirling/>



### 3.4 CÁLCULOS:

El punto de partida para el proceso de diseño era que el motor debía entregar una potencia de 100W al eje. En la ecuación de Beale se relaciona la potencia con la presión media del motor  $P_{mean}$ , con el volumen barrido por el pistón de expansión  $V_{SE}$  y con la frecuencia.

El problema que surgió a continuación fue que la presión media es resultado del análisis de los volúmenes dentro del motor y de las temperaturas. Es decir, que el motor tendría que estar ya diseñado para poder determinar esta variable.

La presión media del motor definida en la ecuación 35. está dada por:

- La masa ( $m$ )
- La temperatura del gas en la zona fría ( $T_c$ ).
- El volumen desplazado por el pistón de expansión ( $V_{se}$ ).
- La constante del gas ( $R$ ).
- $S$ .
- $B$ .

Si se conserva una relación entre los volúmenes  $V_{se}/V_{sc}$  (Ecuación 25) el resultado de  $V_{se}/m$  será siempre igual para una presión de carga constante.  $T_c$  es un parámetro de entrada y siempre será igual ( $50^{\circ}\text{C}$ ).  $R$  es una constante del gas.  $B$  (Eq. 33) depende de la relación de temperaturas  $t$  que es constante y de  $v$  (Eq. 25) que es la relación de volúmenes desplazados.

$S$  (Ecuación 32) depende de  $t$  que es la relación de temperaturas, de  $X_{de}$  que es la relación  $V_{de}/V_{se}$  (Ecuación 26) y de  $X_{dc}$  que es la relación  $V_{dc}/V_{sc}$  (Ecuación 27).

La solución al problema de la presión media fue hacer que todas las relaciones se mantuvieran constantes.  $V_{se}$  sería igual a  $V_{sc}$  con lo que se garantizaba que la relación "v" (Ecuación 25 ) sería constante. Los volúmenes muertos  $V_{de}$  y  $V_{dc}$  serían cada uno el 10% del volumen  $V_{se}$ .

Con lo anterior se garantizaba que sin importar los cambios en  $V_{sc}$  la presión media (Ecuación 35) siempre sería la misma.

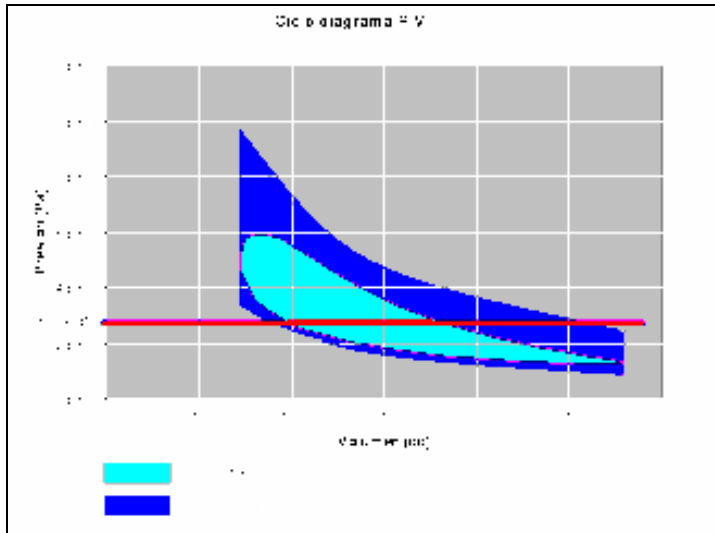
Si  $T_c$  y  $T_E$  no varían y los volúmenes muertos y de las zonas caliente y fría varían proporcionalmente, la presión media será la misma para cualquier volumen desde que las condiciones a las cuales se carga el motor sean las mismas.

El resultado de esta aproximación fue una presión media de 273Kpa. Reemplazando en la ecuación de Beale se obtuvo que  $V_{sc}$  debía ser de 147cc.

Para calcular la cantidad de masa de aire presente en el interior del motor se utilizó la ley de los gases ideales teniendo en cuenta que este se encontraba a temperatura ambiente (25°C).

La siguiente gráfica muestra el ciclo real e ideal para las condiciones y volúmenes establecidos.

Figura 22. Diagrama P-V para el motor propuesto



Según la ecuación 72. el trabajo real por ciclo sería de 28.9J y la potencia 100W.

### 3.5 PRESURIZACION

Para un ciclo ideal, si se analiza la ecuación 18. se observa que el trabajo por ciclo es directamente proporcional a la masa de fluido presente en el ciclo.

Para el ciclo real, si se analiza la ecuación 73. Se observa que el trabajo por ciclo de un motor Stirling depende directamente de  $P_{mean}$  y esta a su vez depende directamente de la cantidad masa de fluido de trabajo ( $m$ ).

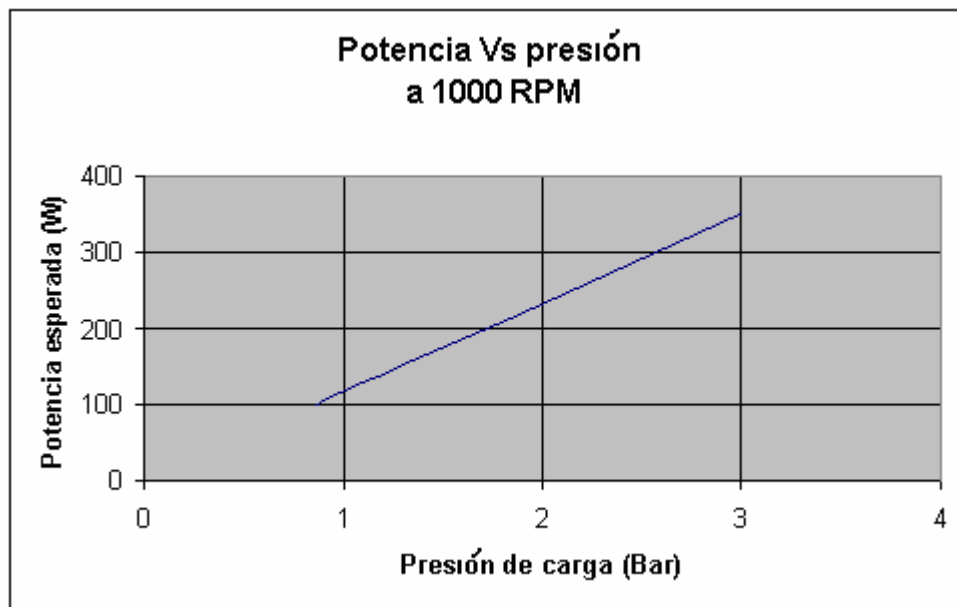
La ley de los gases ideales muestra que la masa de un gas es directamente proporcional a la presión. Con lo anterior se deduce que a más presión, más masa de fluido y por lo tanto más trabajo obtenido por ciclo.

Por lo anterior y teniendo en cuenta que es importante reponer el fluido que se pierde en la operación del motor, se decidió poner una válvula de carga de aire.

De esta manera se estaría en capacidad de presurizar el motor a la presión requerida.

La siguiente figura muestra la predicción de potencia del motor a diferentes niveles de presurización manteniendo las temperaturas  $T_e$  y  $T_c$  constantes. Por el análisis anterior se espera que el factor por el cual se aumenta la presión sea el mismo factor que aumente la potencia.

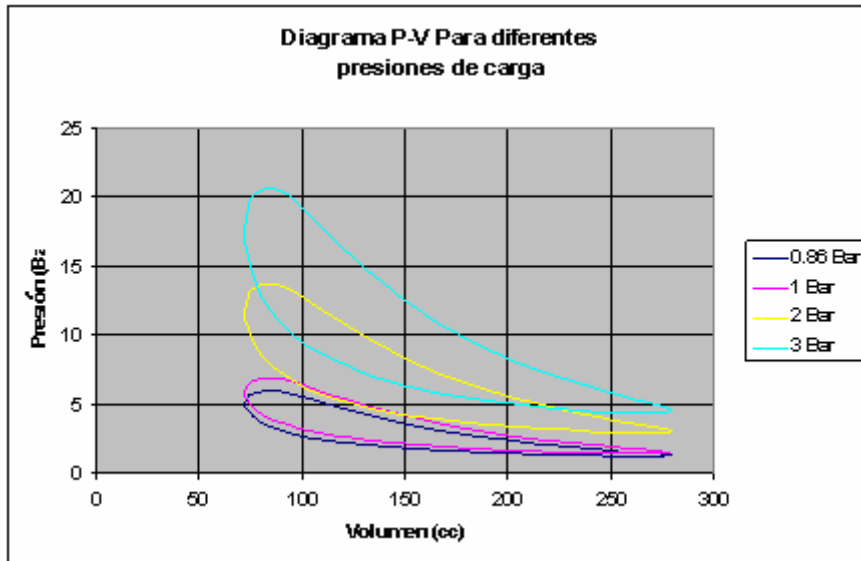
Figura 23. Potencia esperada a diferentes presiones de carga



La siguiente figura muestra los ciclos reales según la teoría Schmidt para diferentes presiones de carga.

Se debe tener en cuenta que el área de la gráfica es equivalente al trabajo entregado por ciclo.

Figura 24. Diagrama del ciclo diferentes presiones de carga



### 3.6 EL REGENERADOR

El regenerador es un material poroso con alta capacidad de almacenamiento de calor y bajo coeficiente de transferencia térmica que se ubica en una zona donde el fluido de trabajo circula de la parte caliente a la fría y viceversa.

La función de este dispositivo es retirar calor del fluido de trabajo cuando este se desplaza de la zona caliente a la zona fría, almacenarlo y devolvérselo cuando este se devuelve de la zona fría a la caliente.

Al utilizar el regenerador se obtiene como resultado que parte del calor que sale de cada ciclo  $Q_{out}$  ( Ver figura 16.) no es desechado sino que se reutiliza en el ciclo siguiente lo que aumenta la eficiencia del motor. De hecho si se lograra una regeneración “perfecta” o sea que todo  $Q_{out}$  fuera reutilizado se lograría la eficiencia de Carnot\* que es la más alta que puede lograr una máquina térmica.

---

\* La eficiencia de Carnot es la máxima que puede lograr una máquina térmica.

Para que haya regeneración completa, es decir, que se recupere toda la energía  $Q_{out}$ , el extremo del regenerador que se encuentra en la zona fría debe estar a la temperatura  $T_E$  y a medida que el gas lo recorre esta debe irse incrementando gradualmente hasta que en el otro extremo, donde empieza la zona caliente llegue a una temperatura  $T_C$ .

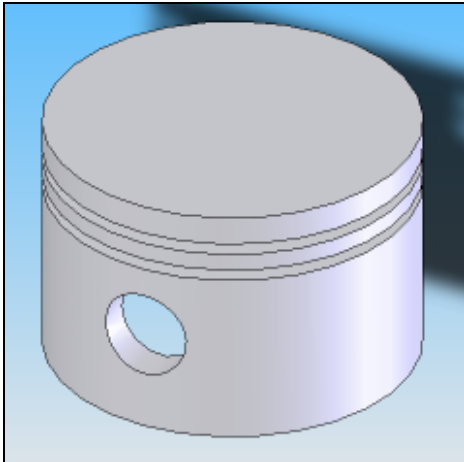
Aunque el regenerador ayuda a mejorar la eficiencia térmica del motor también presenta algunos problemas. El más significativo es que como se trata de un cuerpo que se inserta en los canales por los cuales circula el fluido generará caídas de presión. Para que este dispositivo tenga una diferencia de temperatura grande entre un extremo y otro, debe ser lo suficientemente largo lo que implica un volumen muerto más grande lo que disminuye  $P_{mean}$  y por lo tanto el trabajo generado por ciclo.

### 3.7 SELECCION DEL PISTON

Como se mencionó anteriormente, es importante lograr una adecuada relación Carrera/diámetro teniendo en cuenta la duración de los sellos así como el área de transferencia de calor.

Lo más común es encontrar motores con una relación del orden de 1 a 0.6 lo cual implica que para el volumen deseado (147cc) serían diámetros de 57mm a 68mm y carreras de 57mm y 40mm respectivamente. Se optó finalmente por una relación de entre 0.6 y 0.7 para lograr mayores áreas de transferencia de calor. Se tenía un cigüeñal de motocicleta Yamaha V80 y 2 bielas con una carrera de 45.2mm lo que hacía necesario un pistón de diámetro de 64mm. Sin embargo el pistón comercial más cercano a ese diámetro que acoplara bien con la biela era de 63 mm. Se decidió trabajar este aunque se sacrificara algo de volumen.  $V_{SE}$  quedó en 140.9cc.

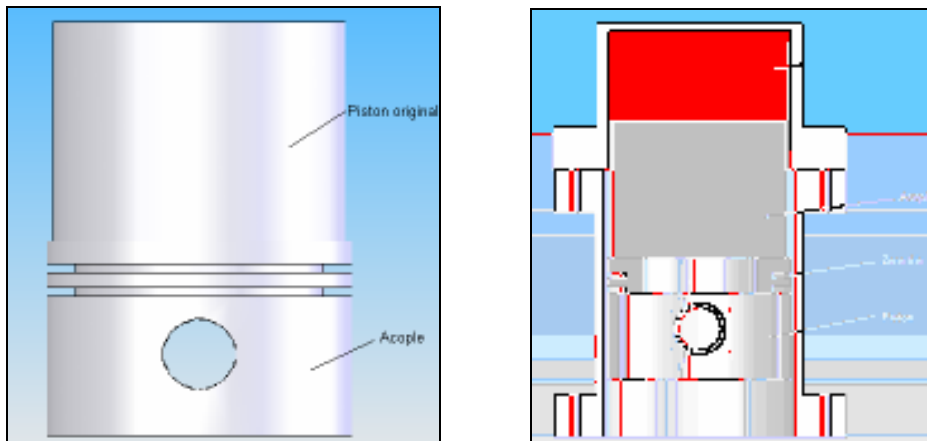
Figura 25. Pistón comercial



Como el motor que se diseñó inicialmente era tipo Alfa debía tener 2 pistones, uno en la zona caliente y otro en la zona fría. El de la zona fría se dejó intacto mientras que al de la zona caliente se le hizo una modificación. Este no podría trabajar directamente en la zona caliente porque esto implicaría un deterioro muy rápido de los anillos lo que conllevaría a que el fluido de trabajo escapara continuamente.

La solución a este problema fue poner a trabajar el pistón en un cilindro debidamente refrigerado con la diferencia de que se le acoplaría una pieza de aluminio que sería la que estaría directamente en la zona caliente.

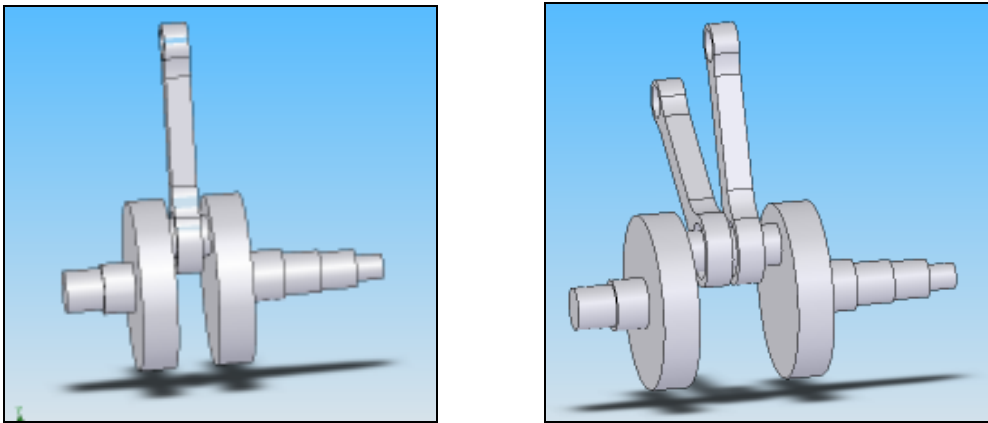
Figura 26. Pistón con acople



### 3.8 REDISEÑO DEL CIGÜEÑAL

Originalmente el cigüeñal utilizado estaba diseñado para alojar una sola biela por lo que hubo que cambiar el pasador del cigüeñal para poder montar ambas bielas.

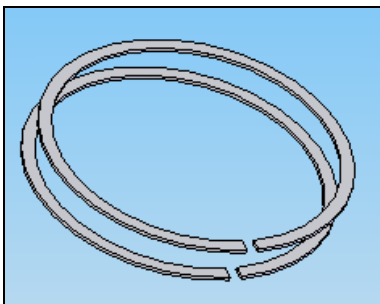
Figura 27. Cigüeñal rediseñado para alojar dos bielas.



### 3.9 SISTEMA DE SELLO

El sello se hará con los anillos del Kit de pistón.

Figura 28. Anillos metálicos comerciales

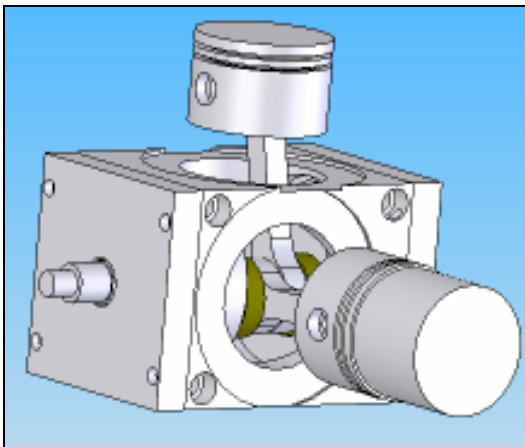




### 3.10 BLOQUE DEL MOTOR

El bloque del motor que es el encargado de sostener el cigüeñal y sirve como base a los cilindros, fue diseñado con una geometría cúbica para garantizar perpendicularidad entre los cilindros. El cigüeñal fue montado en dos tapas laterales que se encargan de centrarlo.

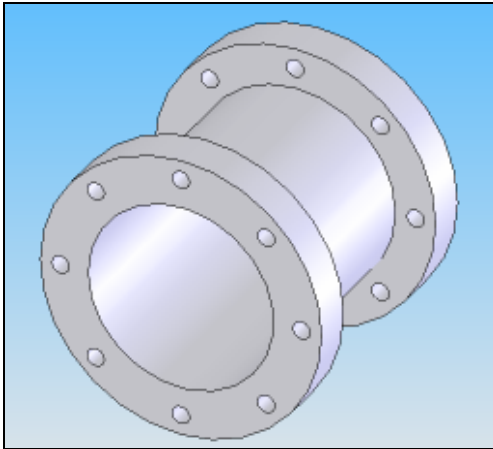
Figura 29. Bloque del motor



### 3.11 CILINDROS

Los cilindros fueron fabricados a partir de una barra perforada de acero 1020 cuyo interior fue recubierto con una camisa de hierro gris rectificada tal y como se hace en los motores de automóviles. Esto para garantizar una baja fricción y buen sello.

Figura 30. Cilindro



### 3.12 ACCESORIOS

#### 3.12.1 Válvula de carga y manómetro:

Anteriormente se mencionó el efecto que tiene presurización en el desempeño del motor por lo que se decidió adaptar una válvula para poder cargar el motor de aire y un manómetro para tener control de la presión interna del motor.

Figura 31. Manómetro y Válvula de carga



### 3.12.2 Volante:

La volante es un cuerpo cilíndrico concéntrico al cigüeñal con una masa y una inercia determinadas. La función de este dispositivo es almacenar la energía que el motor entrega e irla liberando de manera gradual.

Como se observó en la figura 13. En el proceso 1-2 el motor requiere de un trabajo externo para realizar la compresión al interior del motor. Luego, en el proceso 3-4 el motor entrega trabajo. La volante se encarga de almacenar la energía que el motor entrega. Esta siempre es mayor que el trabajo de compresión. Luego, cuando el ciclo llega de nuevo al proceso 1-2 entrega parte de esta energía almacenada para realizar el trabajo de compresión y así volver a iniciar un nuevo ciclo, por lo tanto el primer ciclo tiene que ser iniciado manualmente y la volante se encarga de que el motor siga trabajando de ahí en adelante.

La energía que sea capaz de almacenar la volante depende de la masa de esta así como de su geometría y la velocidad angular que esta alcance. A mayor velocidad, se puede tener una menor inercia. Cuando el motor esta sometido a una alta presión de carga, el trabajo de compresión aumenta, lo que hace necesaria una volante más grande.

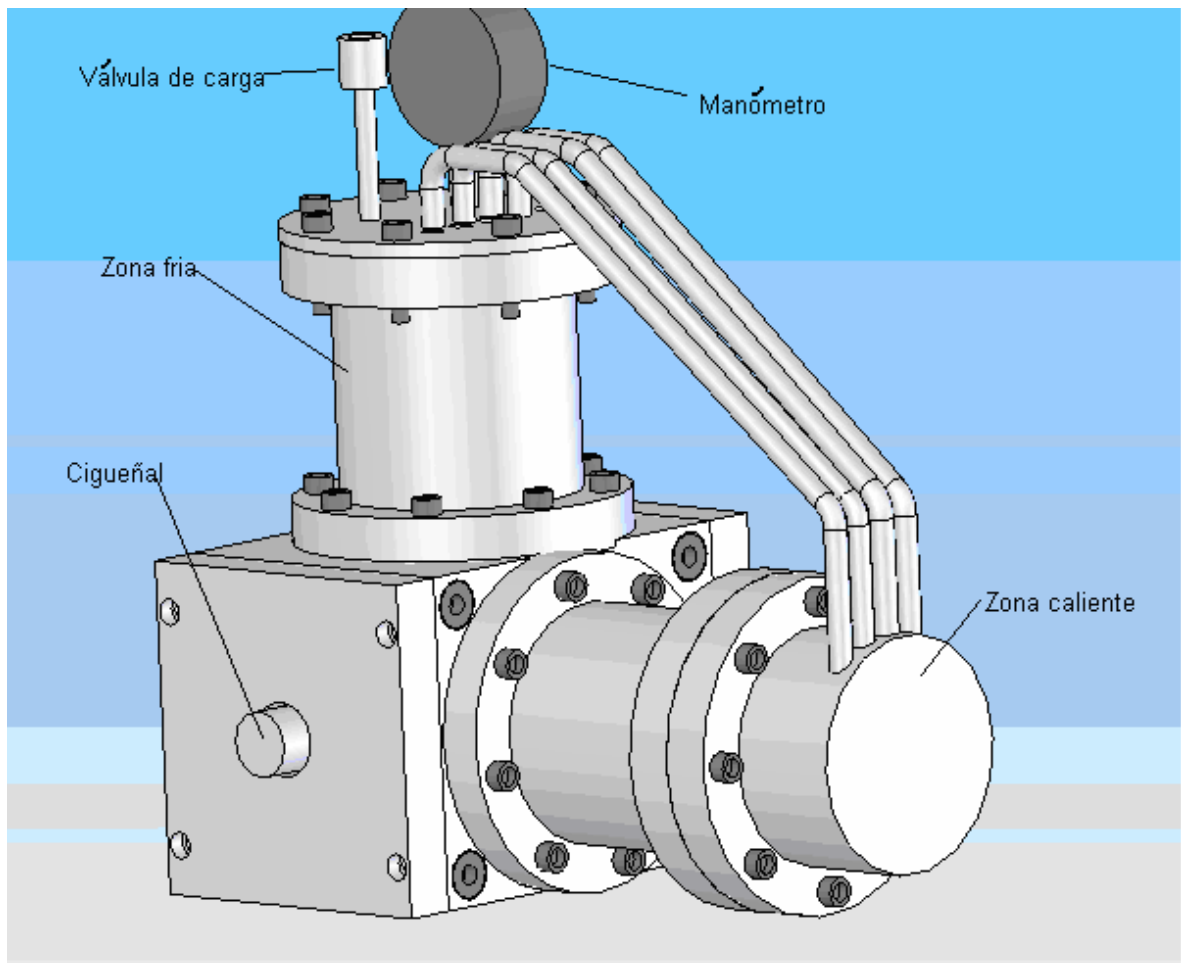
Como hasta que el motor no estuviera funcionando, no se sabría que velocidad alcanzaría, se optó por conseguir varios tamaños de volantes para ver cual funcionaba mejor. Se utilizaron poleas comerciales de fundición para que cumplieran la función de volante.

Figura 32. Volante



Luego de fabricar todas las piezas, comprar los accesorios y ensamblarlos, el motor tipo Alfa quedó así:

Figura 33. Motor alfa



## 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al cargar el motor con aire se hizo evidente que los anillos metálicos no proporcionaban un buen sello. Para un motor de combustión interna esto no es un problema ya que en cada ciclo ingresa fluido de trabajo nuevo y debido a las altas velocidades la cantidad de gas perdido es muy poca. Sin embargo para un motor de ciclo cerrado, si en cada vuelta se pierde un poco de aire, en unas cuantas vueltas se habrá perdido todo el fluido de trabajo dejando al motor sin la capacidad de generar potencia.

Aunque el aire que se escapa puede ser reemplazado por medio de la válvula de carga, este tiene una energía obtenida del ciclo que se necesita para generar trabajo. Cuando este aire se escapa se está perdiendo energía.

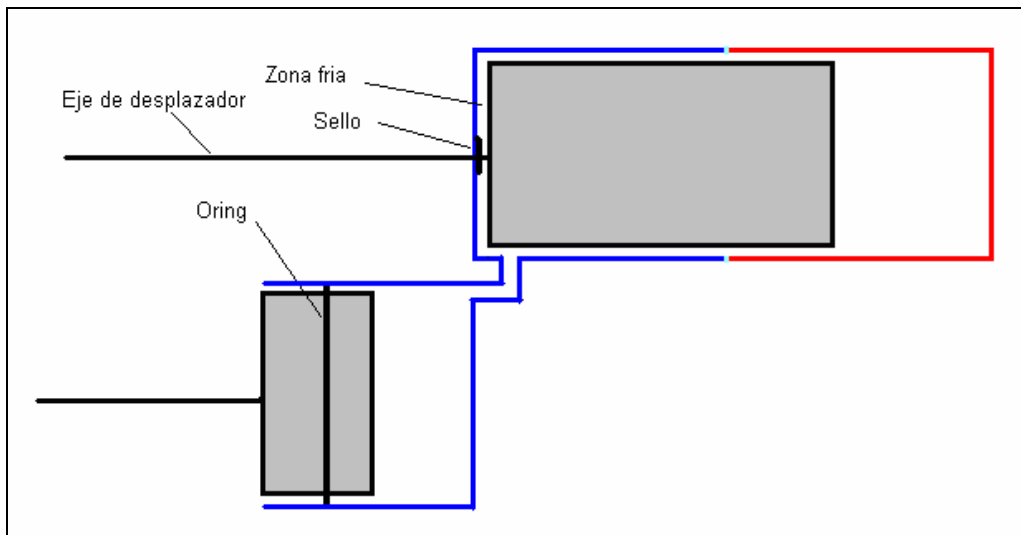
Fue imposible prender el motor con este problema, por lo tanto hubo que ensayar con otros tipos de anillos. Se intentó con anillos de teflón como los que se utilizan en los compresores. Sin embargo este material es muy costoso y aunque el sello es mejor que con los anillos metálicos, también hubo fuga de aire.

El mejor tipo de sellos para gases a presión resultó ser los "O rings". El problema es que estos solo funcionaban a baja temperatura, lo cual no importaba para el pistón que trabajaba en la zona fría. Sin embargo la temperatura de la zona caliente hizo imposible utilizarlos allí. Debido a esto se decidió cambiar la configuración del motor.

## 4.1 REDISEÑO

Se optó por trabajar un motor tipo gamma debido a que tanto el sello del pistón de potencia como el sello de la zona fría trabajaban en el área de baja temperatura.

Figura 34. Sellos en el motor tipo Gama



Como se observa en la gráfica anterior, en esta configuración, tipo gama, a diferencia de la Alfa solo hay un pistón de potencia, el pistón desplazador no genera trabajo, lo único que hace es mover el aire de la zona fría a la zona caliente. Los dos puntos críticos que hay que sellar son el perímetro del pistón de potencia y el perímetro del eje del desplazador que es el encargado del transmitir el movimiento desde el cigüeñal hasta el desplazador.

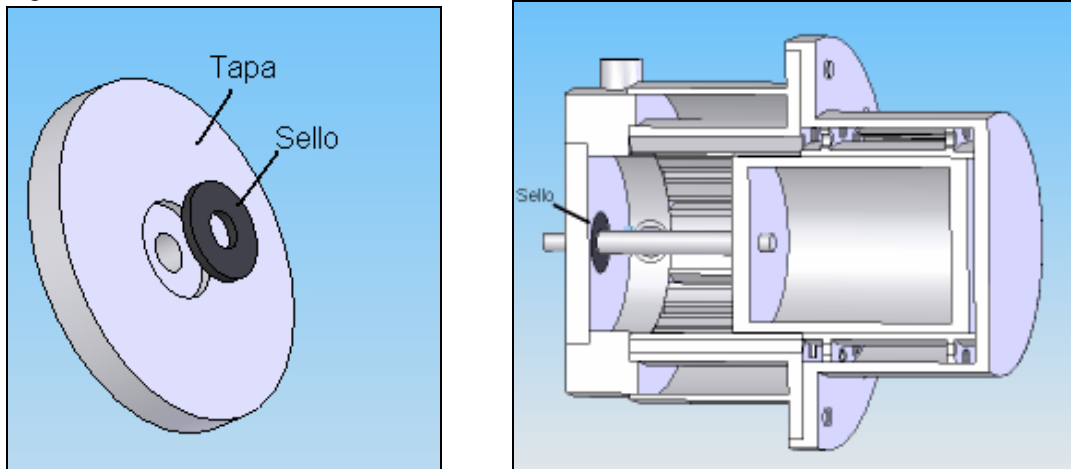
Para evitar que el aire se escapara por el perímetro del pistón de potencia, se reemplazaron los anillos metálicos convencionales por un oring, lo cual permitió un sello perfecto.

El sello del agujero por donde se movía el eje que conectaba el pistón desplazador con la biela debía asegurar que fluido de trabajo no se fugara pero a la vez tenía que permitir el movimiento sin mucha fricción.

La solución que se planteó fue crear en la parte posterior de la zona fría una tapa con una caja donde se alojaría un sello de un material elástico, caucho de neumático, cuyo agujero fuera ligeramente más pequeño que el diámetro del eje del desplazador.

La siguiente figura muestra como se ubicarían el sello elástico y la tapa al final de la zona fría.

Figura 35. Sello de caucho

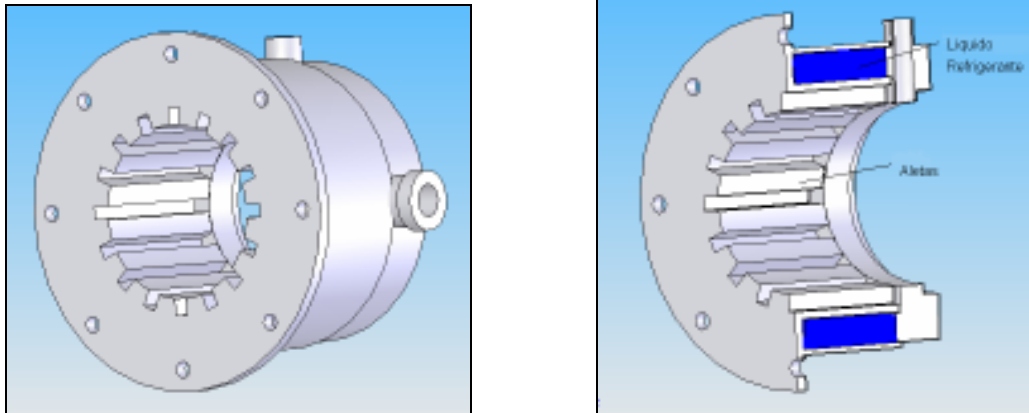


Para el rediseño se tuvo como premisa reutilizar la mayor cantidad de piezas posible del motor anterior. Se conservaron los volúmenes  $V_{se}$  y  $V_{sc}$ .

En la parte interior de la zona fría se hicieron aletas para aumentar el área de contacto y por consiguiente la transferencia de calor. Para la refrigeración se utilizó una camisa por la cual circulaba agua,

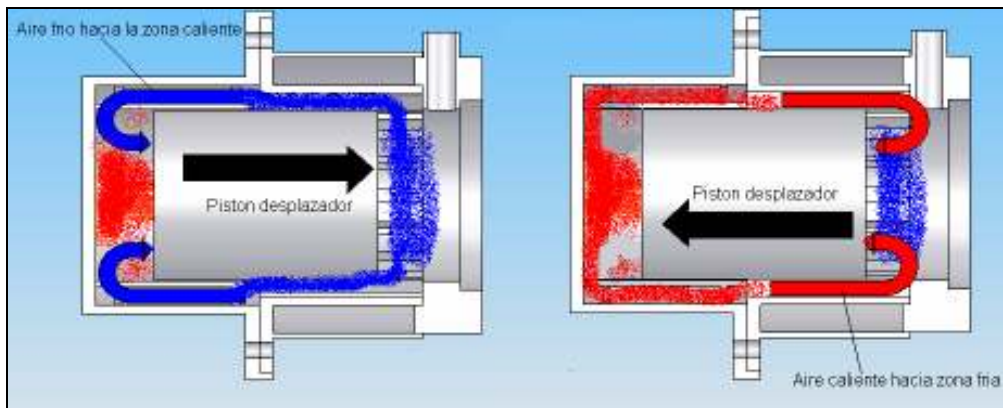


Figura 36. Sistema de refrigeración.



Al cambiar la configuración de Alfa a Gama ya los dos pistones del motor no son de potencia. En cambio uno de los 2 se convierte en desplazador, esto significa que el aire tiene que tener forma de circular de la zona caliente a la fría cuando el desplazador se ubica en la zona caliente, y de la zona fría a la caliente cuando el desplazador se ubica en la zona fría . La siguiente figura muestra como se desplaza el aire por dentro del cilindro de desplazamiento.

Figura 37. Sistema de circulación de aire.

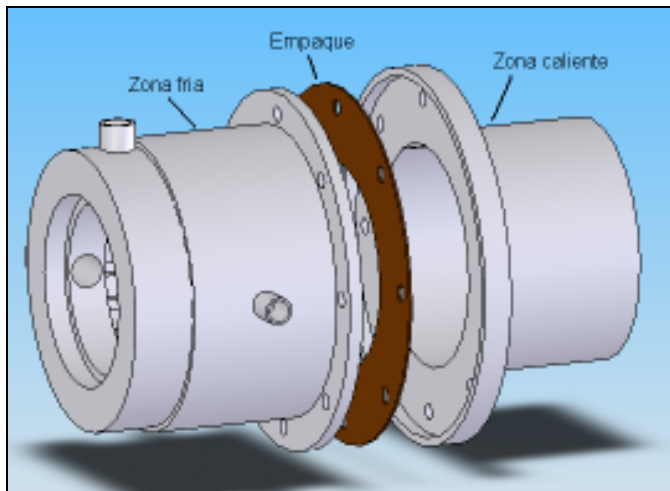


También se observó que si la zona caliente y la zona fría quedaban ensambladas directamente una contra la otra, gran parte del calor de la primera se desplazaría

directamente hasta la segunda por medio de la conducción térmica del metal. Esto causaría que una porción del calor abandonara el ciclo por el sistema de refrigeración directamente sin haber generado trabajo.

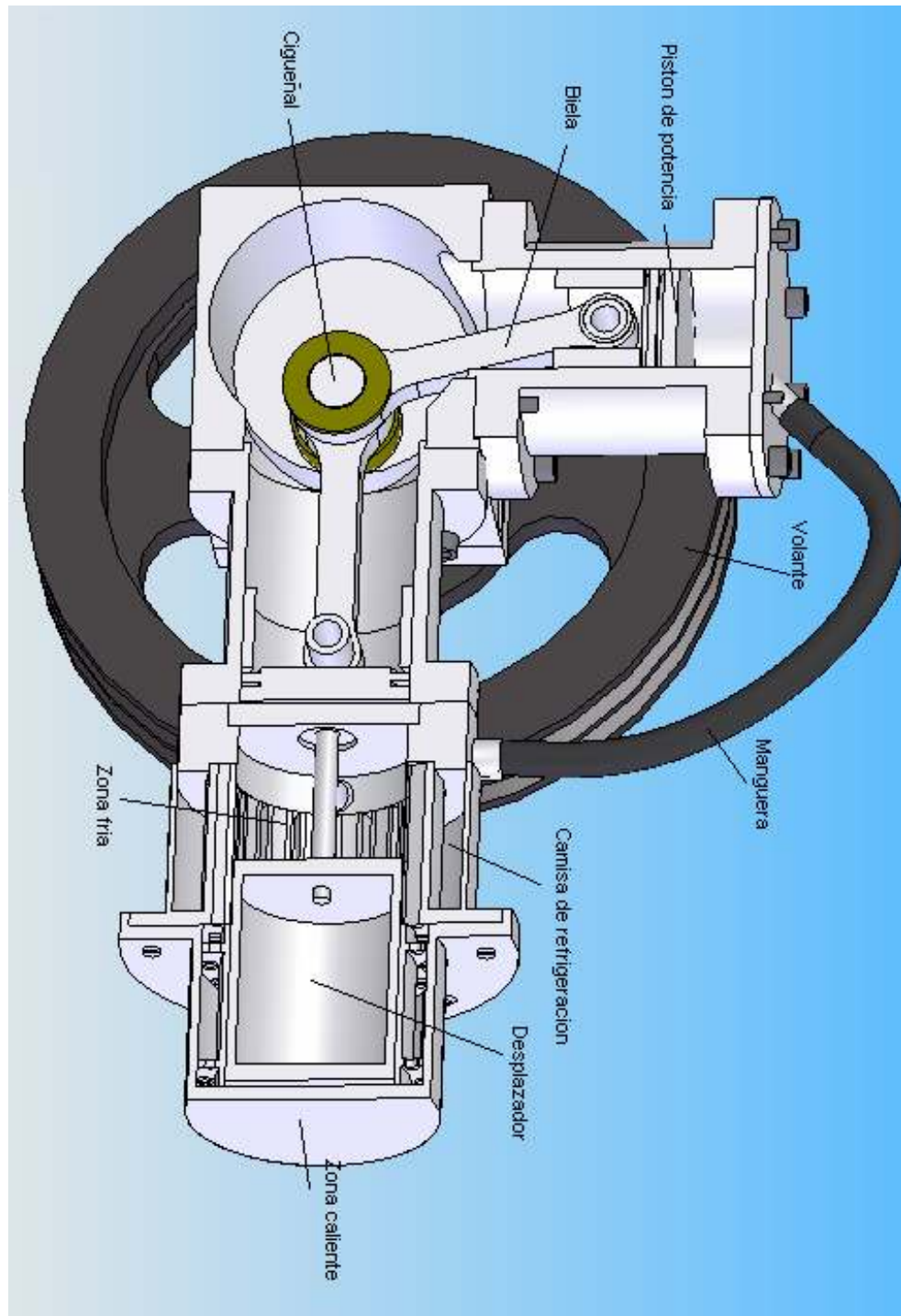
Por lo anterior se decidió hacer un empaque de un material que tuviera baja conductividad térmica. Se optó por un empaque de asbesto, uno de los materiales más utilizados para sellar cavidades que soportan altas temperaturas y presiones en la industria automotriz.

Figura 38. Empaque de asbesto.



A continuación se muestra un gráfico del diseño final del motor Gama con sus accesorios.

Figura 39. Motor tipo Gama



## 5 CÁLCULOS MOTOR GAMA

Para calcular la energía real por ciclo del nuevo motor hubo que recurrir a la teoría Schmidt para motores tipo gama. Ecuación 72.

Luego de una medición de la geometría interna se obtuvieron los siguientes valores:

Tabla 3. Volúmenes internos del motor Gama.

<b>Cavidad</b>	<b>Volumen</b>
$V_{SE}$	140.9cc
$V_{SC}$	140.9cc
$V_{DE}$	26cc
$V_{DC}$	24cc

Los volúmenes muertos corresponden a los conductos por los cuales circula el gas.

La teoría Schmidt para motores Gama combinada con la ecuación de Beale arrojaron los siguientes resultados:

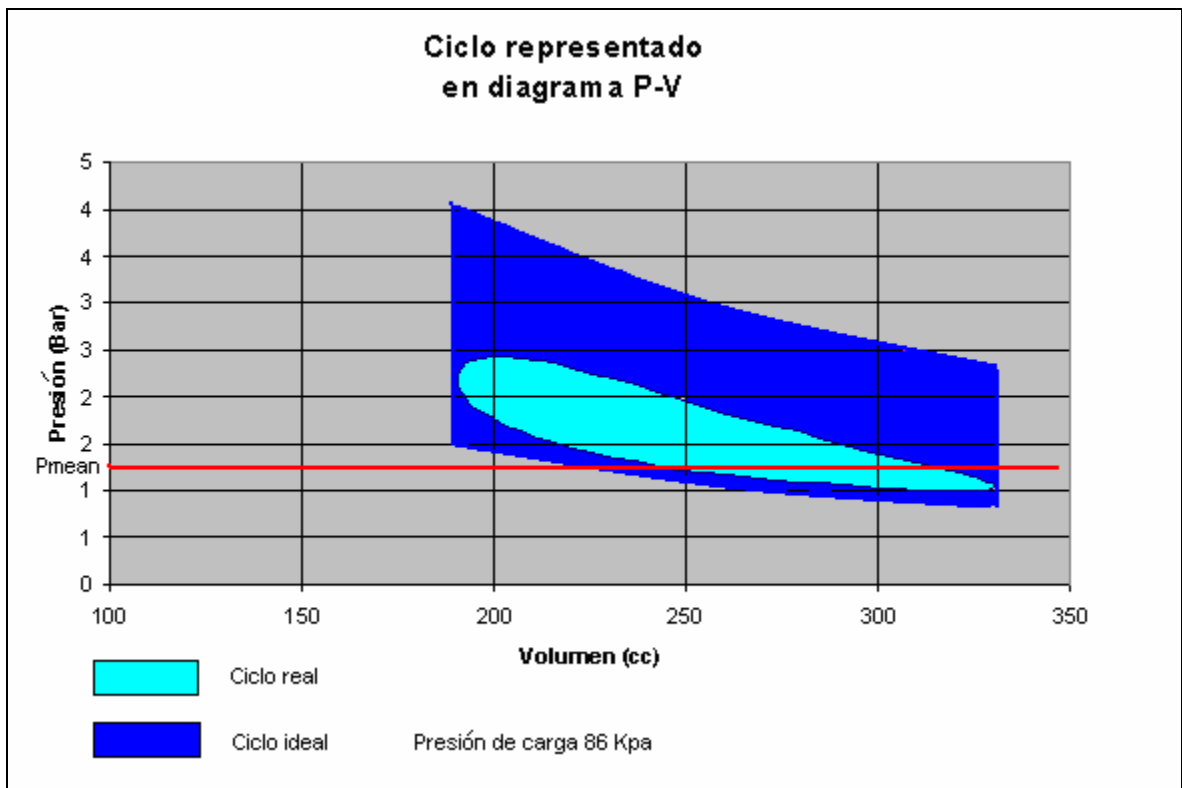
Tabla 4. Resultados esperados para el motor Gama.

<b>Resultados</b>		
<b>Masa de aire (Kg)</b>		0,000307
<b>Trabajo de expansión <math>W_e</math> (J)</b>		
		12,43
<b>Trabajo de compresión <math>W_c</math> (J)</b>		
		-4,60
<b>Trabajo por ciclo (J)</b>		
		7,83
<b>Potencia indicada <math>L_i</math> (W)</b>		
		130,6
<b><math>P_{mean}</math> (Pa)</b>		
		156281,5
<b>Potencia al eje <math>L_s</math> (W)</b>		
		54,7

Como se observó en la tabla anterior, la potencia esperada es inferior a los 100W. Sin embargo se cuenta con la posibilidad de incrementar la presión interna del motor y por los tanto el trabajo generado por ciclo.

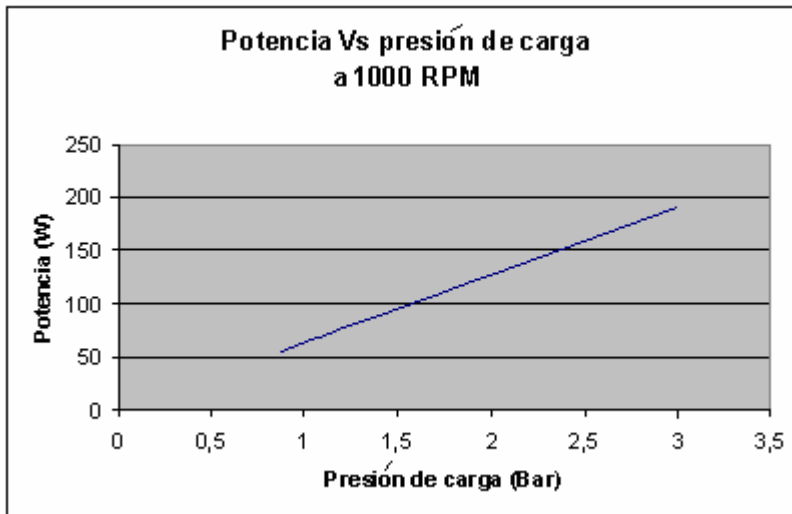
En la siguiente figura se puede observar el ciclo ideal y real del motor cuando la presión de carga es de 86.000 Kpa.

Figura 40. Ciclo del motor Gama en un diagrama P-V



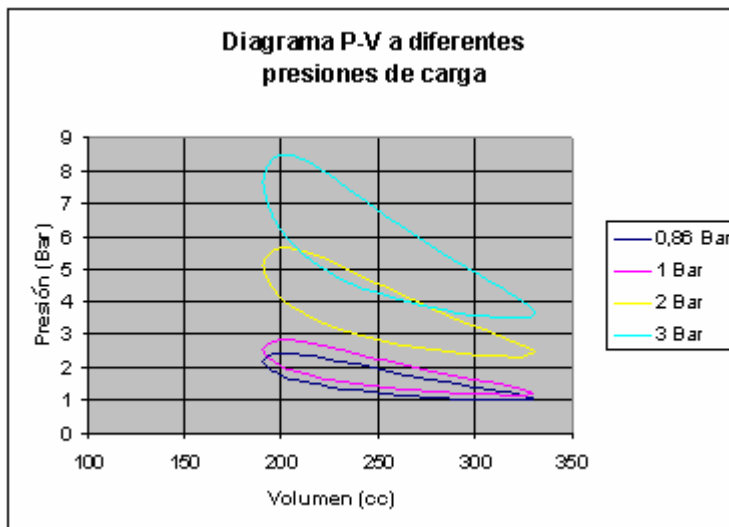
Con la posibilidad de cargar con diferentes cantidades de aire, se elaboró una tabla para predecir la potencia que entregaría bajo diferentes presiones de carga.

Figura 41. Potencia esperada a diferentes condiciones de carga.



A continuación se elaboró un gráfico que muestra en un diagrama P-V los ciclos reales esperados del motor según la teoría Schmidt a diferentes condiciones de carga.

Figura 42. Ciclo a diferentes presiones de carga



## 6 MEDICIONES

### 6.1 MÉTODOS DE MEDICION

Para evaluar el desempeño del motor bajo diferentes condiciones de operación hubo que medir las variables presentes en el ciclo.

Para la medición de temperatura tanto en la zona caliente como en la fría se instalaron termo pozos en los cuales se insertaron las termocuplas.

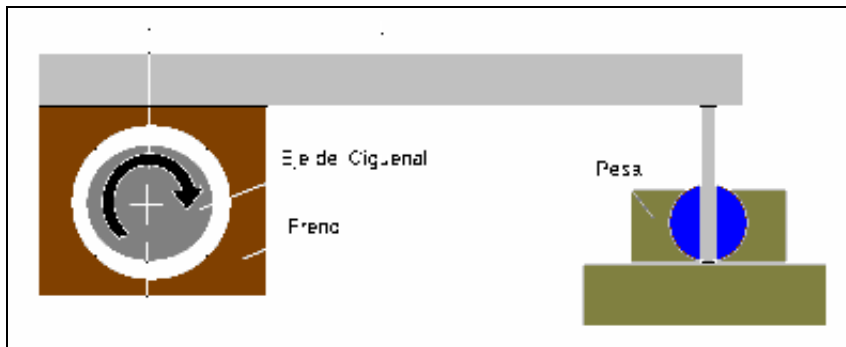
En el caso de la medición de presión de carga se utilizó un manómetro instalado en el cilindro de compresión.

Las RPM se midieron con la ayuda de un contador de ciclos que se conectó directamente al cigüeñal y un cronómetro.

### 6.2 SISTEMA DE MEDICION DE TORQUE

La medición más compleja fue la del torque ya que por tratarse de potencias muy bajas, no se disponía de torquímetros adecuados. Por lo tanto hubo que diseñar un medidor de potencia de freno. Este es un dispositivo que se conecta al cigüeñal de manera tal que apriete el perímetro de su eje, pero que no lo detenga. Este dispositivo se apoya sobre una balanza a una distancia  $L$  del centro de giro.

Figura 43. Sistema de medición de torque



El torque se puede calcular como el producto de la distancia  $L$  por la fuerza medida en la pesa.

Una vez calculado el torque y la velocidad angular, se obtiene la potencia.

### 6.3 DESEMPEÑO DEL MOTOR

La primera vez que se prendió el motor, se calentó con gas propano. Luego de 10 minutos de calentamiento en la zona caliente se había llegado a una temperatura máxima de 250 grados. Cargado con una presión igual a la atmosférica, el motor arrancaba. Sin embargo cuando se presurizaba, inmediatamente se frenaba.

Como la temperatura lograda en la zona caliente era muy inferior a la deseada, se optó por calentar el motor con acetileno. Con este gas se logró una temperatura en la zona caliente de 550<sup>0</sup>C luego de 10 minutos de calentamiento. El motor se logró presurizar hasta 2 Bar logrando una velocidad de 510 RPM. El torque no se pudo medir porque antes de hacer el montaje del freno, el sello del cilindro desplazador se fundió y el fluido de trabajo se empezó a fugar.

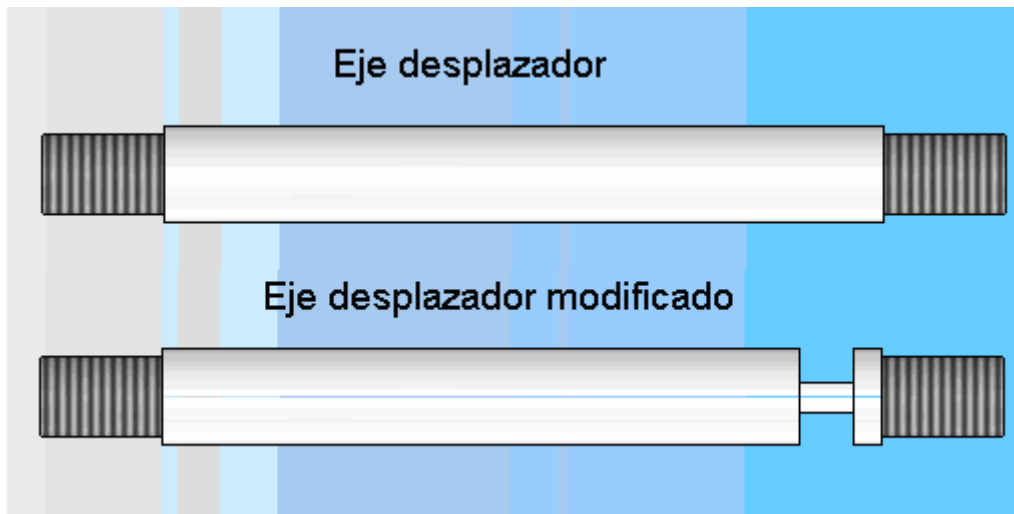


Aunque este sello se encontraba en la zona fría, es posible que una cantidad de calor viajara por conducción desde la zona caliente hasta el cilindro desplazador y de ahí pasara al eje del desplazador que estaba en contacto directo con el sello.

Para poder hacer la medición de potencia se hizo indispensable diseñar un sello que soportara más temperatura. También había que buscar la forma de que menos calor viajara a través del eje del desplazador.

Una de las correcciones que se hicieron fue hacer un maquinado en el extremo del eje del desplazador que se acoplaba al pistón de desplazamiento con el fin de disminuir la transferencia de calor y así bajar la temperatura para que el sello no se deteriorara tan fácilmente.

Figura 44. Rediseño del eje desplazador.



Para mejorar la resistencia del sello elástico se tomó la decisión de hacer una película de 5mm de silicona roja para alta temperatura y con esta elaborar un nuevo sello con la misma geometría del anterior.

Una vez realizado el maquinado del eje desplazador y fabricado el nuevo sello de silicona, se procedió a encender el motor nuevamente.

Se hizo el calentamiento de la zona de compresión con acetileno tal y como se había hecho anteriormente. A demás se tuvo la precaución de agregar hielo al agua de refrigeración para mantener la temperatura de la zona de compresión lo más baja posible.

Los cambios que se hicieron tuvieron un efecto positivo ya que el motor duro encendido 40 minutos y se le pudieron hacer las mediciones de potencia.

Luego de que comenzó el calentamiento, se alcanzó en la zona de expansión una temperatura máxima de 570°C mientras que la zona de compresión se mantuvo en 17°C. La medición de potencia arrojó los siguientes datos:

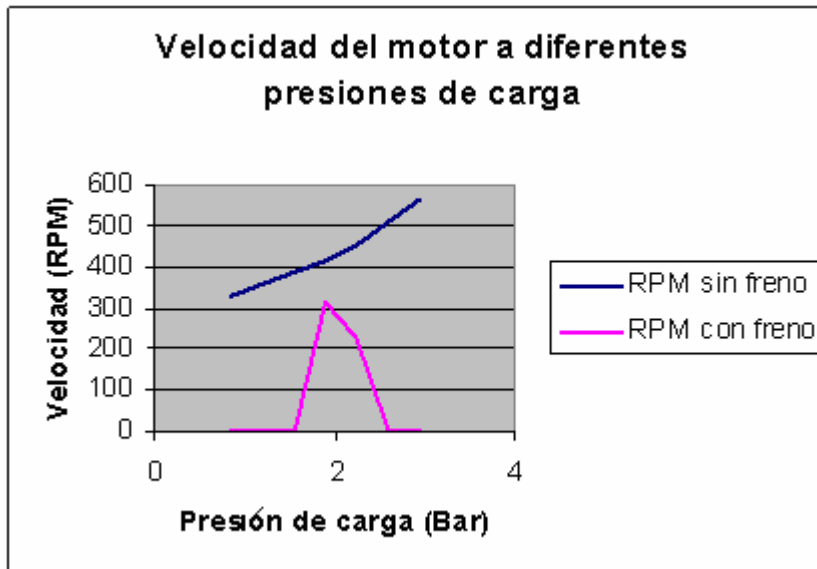
Tabla 5. Resultados de la medición de potencia

Presión de carga manométrica (Psi)	Presión de carga absoluta (Bar)	RPM sin freno	RPM con freno	Torque (Nxm)	Potencia (W)
0	0,86	328	0	0	0
10	1,55	385	0	0	0
15	1,895	412	312	0,05	1,7
20	2,24	452	228	0,04	0,9
25	2,585	512	0	0	0
30	2,93	563	0	0	0

Los datos de la tabla anterior se obtuvieron de la siguiente manera: primero se espero a que las temperaturas tanto en la zona de compresión como en la de expansión se estabilizaran, después se midieron las RPM del motor trabajando libremente a distintas condiciones de carga y luego se hizo la misma medición pero con el dispositivo de freno utilizado para medir la potencia.

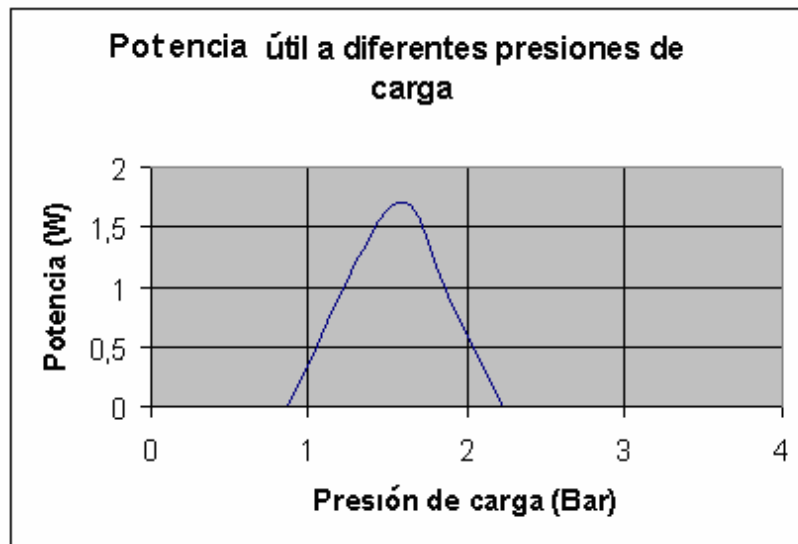
La siguiente gráfica muestra las RPM obtenidas bajo diferentes condiciones de presurización:

Figura 45. Velocidad del motor.



La gráfica a continuación muestra la potencia entregada por el motor bajo diferentes condiciones de precarga:

Figura 46. Potencia entregada.



Al analizar los resultados obtenidos se concluye que para una condición de carga a presión atmosférica el motor entrega muy poco trabajo por ciclo, tan poco que no se le pudo medir torque porque no es capaz de girar con el dispositivo de freno. Con una carga de 1.9Bar el motor obtiene su mejor desempeño logrando una potencia de 1.7 W. Luego, con una precarga de 2.2bar el motor disminuye un poco su rendimiento, lo que quiere decir que la volante no está siendo capaz de almacenar toda la energía de compresión y que el fluido de trabajo no está alcanzando la temperatura esperada en la zona de compresión. Si se tuviera una volante con más inercia, probablemente se podría obtener más potencia con cargas de presión más altas.

Finalmente en el caso de una precarga de 2.9Bar el motor se detiene apenas se le coloca el dispositivo de freno.

Al observar los datos de potencia obtenidos se hace evidente que el desempeño real del motor es muy inferior al esperado en cuanto a potencia. El hecho de que mientras más se presurizaba el motor, menor era su potencia indica que la volante no tenía la capacidad de almacenar suficiente energía de compresión. Así mismo, las bajas RPM obtenidas indicaron falencias en la transferencia de calor.